



**José Diogo Catarino
Silva de Frias
Rodrigues**

**Otimização produto-processo de um novo
conceito de bomba óleo**



**José Diogo Catarino
Silva de Frias
Rodrigues**

**Otimização produto-processo de um novo
conceito de bomba óleo**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestrado em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica de António Manuel Godinho Completo, Professor Auxiliar com Agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo

Professor Associado da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor António Manuel Godinho Completo

Professor Auxiliar com Agregação da Universidade de Aveiro (orientador)

Doutora Ana Sofia dos Santos Conceição

Técnica Especialista da Renault Cacia S.A.

Agradecimentos / Acknowledgements

Aqui deixo os meus agradecimentos a todas as pessoas que contribuíram para que a conclusão deste trabalho fosse possível. Começo por agradecer à Universidade de Aveiro pelas condições de estudo e a oportunidade de aprender numa das melhores instituições do país.

Ao meu orientador, Professor Doutor António Completo, por toda a disponibilidade, ajuda e inesgotável paciência demonstrada ao longo deste trabalho. A todos os membros do laboratório de biomecânica que se prontificaram para ajudar sempre que necessário, com atenção especial para o Alexandre e a Ana. A todos os que de uma maneira ou outra estiveram ligados a esta caminhada e que tive o prazer de receber conselhos.

Gostava também de deixar aqui a minha palavra de agradecimento a todas as amizades que construí ao longo deste percurso académico por Aveiro, que foram sempre o escape para todas as preocupações, não nomeando nomes para não cometer a falha de esquecer de algum, pois foram e são todos importantes. Muitos e grandes momentos!

Aos meus irmãos João, Pedro, Anita e Maria por tanto me ensinarem, estarem sempre presentes, melhor que ninguém conhecem-me.

Aos meus pais pelo apoio incondicional, pela segurança, pelo carinho e por me proporcionarem atingir este patamar.

À Mariana pelo amor demonstrado ao longo de toda esta caminhada, pela preocupação constante, pelo altruísmo a qualquer hora e pela serenidade transmitida...

Palavras-chave

Desenvolvimento de Produto; Bomba Óleo; Caudal Variável; Palhetas; Projeto; Motor Combustão Interna; Automóvel; Otimização; Funcionalidade

Resumo

Esta dissertação teve como objetivo a otimização do produto-processo de uma bomba de óleo, de caudal ajustável, para aplicação a motores de combustão interna. Este trabalho desenvolveu-se a partir de um conceito inovador de variação de caudal, previamente concebido no âmbito de um trabalho de investigação desenvolvido no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro. Assim, com base neste conceito inovador, procurou-se realizar um conjunto de ações ao nível do desenvolvimento de produto e projeto mecânico que permitissem transformar o conceito inicial num produto funcional, fiável, industrializável e comercialmente competitivo. Estas ações materializaram-se no produto e processo através de uma redução do peso, uma diminuição do número de peças móveis, uma evolução geométrica e dimensional dos componentes, por forma a serem mais facilmente produzidas, e uma verificação em termos dos limites estruturais dos diferentes componentes para condições de trabalho extremas.

Inicialmente realizou-se um enquadramento deste tema em termos tecnológicos, económicos e ambientais e também uma descrição detalhada dos princípios de funcionamento das bombas hidráulicas convencionais e de caudal variável e as leis físicas aplicadas a estes mecanismos. Posteriormente, uma análise de mercado permitiu avaliar comparativamente diferentes soluções de conceção e tecnológicas para as bombas hidráulicas de aplicação do setor automóvel e industrial, e assim, procurou-se identificar novos princípios a aplicar ao novo conceito de bomba de óleo. Passou-se para uma fase de desenvolvimento do produto, onde foi necessário desenvolver soluções diferenciadoras para algumas das principais funções da bomba de óleo. Após esta fase procedeu-se a uma seleção destas soluções que resultaram numa nova definição de arquitetura do produto e que foram aplicadas com recurso a ferramentas de engenharia ao novo conceito de bomba de óleo. No âmbito das ferramentas de engenharia aplicou-se uma análise de modo de falha e efeito cliente, por forma a salvaguardar a robustez funcional do mecanismo. Tudo isto foi concretizado através de modelação geométrica do novo produto e sua compatibilização com a aplicação num ambiente de motor de combustão.

Numa fase posterior passou-se a verificação estrutural com recurso ao método de elementos finitos, por forma a garantir o correto dimensionamento de todos os componentes. Igualmente procedeu-se a uma determinação das tolerâncias de fabrico dos diferentes componentes com intuito de garantir a sua correta funcionalidade aplicando os princípios da cadeia de cotas. Também se materializou o produto através de técnicas de prototipagem rápida a fim de se verificar a compatibilidade entre os diferentes componentes e sua funcionalidade mecânica. Por fim estabeleceu-se todo o dossier técnico em termos de desenhos de conjunto e desenhos de definição de todos os componentes que permitem responder ao objetivo inicial desta tese, ou seja, a industrialização e fabricação deste novo conceito de bomba de óleo.

Keywords

Product Development; Hydraulic Pump; Variable Flow Rate; Vanes; Project; Internal Combustion Engine; Automotive; Optimization; Functionality

Abstract

This Master Thesis refers to the optimization of the product-process of an oil pump, adjustable flow, for application to internal combustion engines. This work evolved from an innovative concept of flow variation, previously conceived as part of a research work in the Department of Mechanical Engineering, University of Aveiro. Thus, based on this new concept, we tried to carry out a set of actions in terms of product development and mechanical design able to transform the initial concept into a functional product, reliable, industrializable and commercially competitive. These actions are materialized in the product and process through a reduced weight, reduced number of moving parts, a geometric and dimensional developments of the components, so as to be more easily produced, and a check in terms of the structural limits of different components to extreme conditions.

Initially held up a framework of this theme in technological, economic and environmental terms and also a detailed description of the operating principles of the conventional hydraulic and variable flow rate pumps and the physical laws applicable to these mechanisms. Later, a market analysis enabled benchmark different design solutions and technology to the hydraulic pumps for the application of automotive and industrial sectors, and thus tried to identify new principles to be applied to the new concept of oil pump. It was passed to a product development stage, where it was necessary to develop solutions for differentiating some of the main functions of the oil pump. After this phase proceeded to a selection of these solutions resulted in a new definition of the product architecture and were applied using engineering tools to the new concept oil pump. With the engineering tools applied a failure mode and customer effects analysis, in order to safeguard the functional robustness of the mechanism. All this was achieved through geometric modeling of the new product and its compatibility with the application on a combustion engine environment.

In a latter stage it passed to the structural check using the finite element method, in order to ensure proper sizing of all components. Also it proceeded to a determination of manufacturing tolerances of the different components to ensuring its correct functionality by applying the principles of chain dimensions. The product was materialized by rapid prototyping techniques in order to verify the compatibility between the different mechanical components and their functionality. Finally it was settled all technical file in terms of overall and drawings setting of all the components which allows to respond to the initial goal of this thesis, which is the industrialization and manufacture of this new concept oil pump.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento	1
1.2	Objetivos	2
1.3	Organização	2
2	Estado da Arte	5
2.1	Introdução	5
2.2	Configurações de Bombas Hidráulicas	7
2.2.1	Bombas de Engrenagens com Dentado Exterior	7
2.2.2	Bombas de Engrenagens com Dentado Interior	10
2.2.3	Bombas de Parafusos	11
2.2.4	Bombas de Lóbulos	11
2.2.5	Bomba Peristáltica, <i>Flexible Tube Pump</i>	12
2.2.6	Bombas de Palhetas	13
2.2.7	Bombas de Pistões	16
2.3	Aplicação de uma Bomba de Caudal Variável na Indústria Automóvel	24
3	Otimização do produto-processo de uma bomba de óleo de caudal ajustável	29
3.1	Introdução	29
3.2	<i>Benchmarking</i>	29
3.2.1	Análise de Patentes	30
3.2.2	Soluções Comerciais	38
3.3	Análise Funcional	41
3.4	Geração e Seleção de Conceitos	43
3.5	Arquitetura de produto	45
3.5.1	Dimensionamento das Câmaras de Bombagem	47
3.5.2	Pré-dimensionamento das Câmaras de Pilotagem	50
3.6	Análise de Modos de Falha e Efeito Cliente	55
3.7	Modelação geométrica	61
3.7.1	Novo Modelo de Bomba de Óleo	61
3.7.2	Análise de Compatibilidade Dimensional nas Interfaces com o Motor	61
3.7.3	Evolução do produto-processo dos componentes	63
3.8	Análise de Custos	71

4	Projeto Mecânico	75
4.1	Introdução	75
4.2	Simulação Cinemática	75
4.2.1	Materiais e Métodos	75
4.3	Análise Estrutural da Bomba	77
4.3.1	Introdução	77
4.3.2	Materiais e Métodos	78
4.3.3	Estudo de Convergência	81
4.3.4	Resultados	83
4.3.5	Discussão	88
4.4	Desenhos Técnicos	90
4.4.1	Introdução	90
4.4.2	Cálculos das Tolerâncias Dimensionais	90
4.4.3	Desenho de Conjunto	98
4.4.4	Perspetiva Explodida	98
4.4.5	Desenhos de Definição	99
4.5	Construção do protótipo de aspeto	100
5	Conclusões Finais e Ações Futuras	105
5.1	Conclusões	105
5.2	Ações Futuras	106
6	Anexos	111

Lista de Tabelas

2.1	Quadro resumo das bombas de engrenagens exteriores. Adaptado de [10]	10
2.2	Quadro resumo das bombas de parafusos. Adaptado de [10]	12
2.3	Quadro resumo sobre as bombas de palhetas. Adaptado de [10] 1	15
2.4	Quadro resumo das bombas axiais de eixo inclinado	23
2.5	Valores de potência absorvida ao motor para cada configuração de bombas de óleo e poupança comparativa. Adaptado de [17].	26
2.6	Comparação do consumo de combustível. Adaptado de [17].	27
3.1	Referências da patente associada ao conceito 1 [20].	30
3.2	Referências da patente associada ao conceito 2 [21].	31
3.3	Referências da patente associada ao conceito 3 [22]	32
3.4	Referências da patente associada ao conceito 4 [23].	33
3.5	Referências da patente associada ao conceito 5 [24].	33
3.6	Referências da patente associada ao conceito 1 [25].	34
3.7	Referências da patente associada ao conceito 2 [26]	35
3.8	Referências da patente associada ao conceito 3 [27].	35
3.9	Referências da patente associada ao conceito 4 [28]	36
3.10	Referências da patente associada ao conceito 5 [29].	37
3.11	Peso de algumas bombas.	40
3.12	Preços praticados por alguns fabricantes.	40
3.13	Geração de conceitos para as funções primárias.	44
3.14	Geração de conceitos para as funções secundárias.	44
3.15	Valores de referência para o caudal da bomba de óleo representada em 3.20.	48
3.16	Profundidade das câmaras de bombagem, em função da velocidade de rotação	50
3.17	Parâmetros de dimensionamento da mola à compressão.	54
3.18	Relação componente vs falha.	56
3.19	Peso dos componentes	72
3.20	Tempo em horas e número de operações dos componentes a maquinar	72
4.1	Constrangimentos dados no <i>software</i> MSC ADAMS	77
4.2	Propriedades mecânicas para os materiais utilizados.	78
4.3	Propriedades da malha utilizada na averiguação estrutural da bomba de óleo.	80
4.4	Contactos estabelecidos entre componentes	81
4.5	Valores analisados para o estudo de convergência	82
4.6	Resultados para a análise estrutural.	87

4.7	Tolerâncias dimensionais para a bomba, sentido radial	92
4.8	Resumo das cadeias de cotas e respectivas tolerâncias dimensionais para a bomba de óleo	97

Lista de Figuras

2.1	Curva de desempenho de uma bomba de palhetas [4].	5
2.2	Classificação das bombas hidráulicas quanto ao deslocamento.	6
2.3	Classificação das bombas hidráulicas quanto à construção.	7
2.4	Vista explodida de um bomba de engrenagens exteriores. Adaptado de [7].	8
2.5	Bomba de dentado exterior não-equilibrada [8]	8
2.6	Equilíbrio de uma bomba de engrenagens exteriores	9
2.7	Bomba de dentado interior compensada [6].	11
2.8	Bomba de parafusos. Adaptado de [2]	12
2.9	Bomba de lóbulos em corte. [12]	12
2.10	Ilustração em corte de uma bomba de palhetas. Adaptado de [2].	13
2.11	Ilustração em corte de uma bomba de palhetas com balanceamento [2]. . .	14
2.12	Ilustração da variação do caudal volumétrico: (a) Escoamento regular; (b) Escoamento nulo; (c) Escoamento invertido [2].	15
2.13	Bombas de pistões radiais interiores	16
2.14	Exemplos de bombas de pistões radiais interiores existentes no mercado .	18
2.15	Bombas de pistões radiais com caudal variável	18
2.16	Ilustração esquemática de uma bomba de pistões axiais, na fase de aspi- ração e descarga, respetivamente. Adaptado de [10].	19
2.17	Ilustração em corte de uma bomba de pistões axiais da <i>Vickers</i> [6].	20
2.18	Ilustração em perspetiva do exemplo supracitado [6].	21
2.19	Bomba de pistões axiais, com configuração <i>swashplate</i> , com compensador de pressão. [2].	22
2.20	Bomba de pistões axiais de eixo inclinado [14].	22
2.21	Exemplo de uma bomba de pistões axiais de eixo inclinado existente no mercado	23
2.22	Velocidade de rotação do motor <i>vs</i> débito. Adaptado de [16]	24
2.23	Consumo de potência ideal numa bomba de óleo. Adaptado de [16].	24
2.24	Comparação de eficiências volumétricas entre 2 tipos de bomba. Adaptado de [17].	25
2.25	Valores da tabela 2.5. Adaptado de [17].	26
2.26	Binário absorvido pela bomba de óleo ao motor. Adaptado [18].	27
2.27	Pressão fornecida pela bomba de óleo ao motor. Adaptado [18].	28
3.1	Conceito 1 de bomba de palhetas com caudal variável [20]	30
3.2	Conceito 2 de bomba de palhetas com caudal variável [21].	31
3.3	Conceito 3 de bomba de palhetas com caudal variável [22].	32
3.4	Conceito 4 de bomba de palhetas com caudal variável [23].	33

3.5	Conceito 1 de bomba de engrenagens com caudal variável [25].	34
3.6	Conceito 2 de bomba de engrenagens com caudal variável [26].	35
3.7	Conceito 3 de bomba de engrenagens com caudal variável [27].	36
3.8	Conceito 4 de bomba de engrenagens com caudal variável [28].	36
3.9	Conceito de bomba de engrenagens com caudal fixo [29].	37
3.10	Bombas de caudal variável	39
3.11	Solução comercial da <i>Renault</i> para bomba de óleo de caudal variável [31].	40
3.12	Possibilidades de variar o caudal de saída / pressão com o uso do contro- lador electro-hidráulico [17].	41
3.13	Ilustração do sistema de lubrificação para um motor de combustão interna. Adaptado de [32].	41
3.14	Diagrama funcional do sistema de lubrificação. Adaptado de [32].	42
3.15	Diagrama funcional da bomba de óleo.	42
3.16	Diagrama de <i>Mudge</i> como meio de hierarquização das funções.	43
3.17	Exemplos aplicações para acionamento	44
3.18	Diagrama de Arquitetura do Produto	46
3.19	Componentes fulcrais para a funcionalidade do mecanismo.	47
3.20	Relação da pressão e do caudal com a velocidade de rotação para uma bomba de caudal variável [18].	48
3.21	Método para determinar a área máxima e mínima das câmaras.	49
3.22	Princípio de funcionamento da bomba de óleo para a regulação do caudal (pressão em 1 supera 2).	50
3.23	Princípio de funcionamento da bomba de óleo para a regulação do caudal (pressão em 2 supera 1).	51
3.24	Bomba comercial de referência, em destaque as câmaras de variação de caudal.	52
3.25	Molas de compressão para variação de caudal	52
3.26	Tipo de extremidade escolhida para a mola de compressão. Adaptado de [34].	53
3.27	Propriedades dos aços de molas mais utilizadas. Adaptado de [34].	54
3.28	Valores de primeira escolha do diâmetro da espira d [mm]. Adaptado de [34].	54
3.29	Vistas do novo modelo construído em <i>CAD</i>	62
3.30	Resultado da modelação em corte, com designação para cada componente	63
3.31	Vista de cima, em perspetiva, de frente e de baixo do novo modelo, sobre- posto com o modelo comercial.	64
3.32	Rotor do novo modelo com fundo acinzentado à esquerda (frente e trás) e rotor do primeiro protótipo (V0) à direita [19].	65
3.33	No canto superior esquerdo encontra-se a zona de encosto da tampa ao corpo, canto superior direito com vista da frente, ambas do modelo V0. No canto inferior esquerdo zona de encosto e canto inferior direito com vista da frente, ambas no novo modelo [19].	66
3.34	Estator do novo modelo.	66
3.35	Na esquerda, só com contornos, é apresentado o anel móvel do V0 [19], à direita o render representa o novo anel móvel.	67

3.36	No canto superior esquerdo encontra-se a vista de trás do vedante posterior, canto superior direito com vista da frente, ambas do modelo V0. No canto inferior esquerdo vista de trás e canto inferior direito com vista da frente, ambas no novo modelo [19].	68
3.37	Veio de acionamento com as anilhas na posição axial do conjunto e anilha de posição da versão 0 [19]	68
3.38	Vistas do corpo modelado.	70
3.39	Conjunto das palhetas constituído por 7 palhetas.	70
3.40	Conjunto de válvulas e a sua disposição no corpo.	71
4.1	Menu de modificação dos materiais	76
4.2	Interface de trabalho com o movimento do mecanismo	77
4.3	Encastramento e aplicação da pressão nos componentes.	79
4.4	Ligações aparafusadas entre o motor e a bomba	79
4.5	Malha criada para a geometria.	80
4.6	Gráfico de análise de convergência: Deslocamento vs Número de Elementos	82
4.7	Imagem da anilha anterior acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises	83
4.8	Imagem da anilha posterior acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises	83
4.9	Imagem com duas vistas do corpo acompanhadas de escala para a Tensão de Von Mises	84
4.10	Imagem com o anel móvel acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises	84
4.11	Imagem com o estator acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises	85
4.12	Imagem com as palhetas acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises	85
4.13	Imagem com o rotor acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises	86
4.14	Imagens com a tampa acompanhadas de escala para a Tensão de Von Mises	86
4.15	Imagem com o vedante posterior acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises	87
4.16	Imagem com o veio acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises	88
4.17	Campo de deslocamentos para a bomba, à exceção do corpo	88
4.18	Esquema da folga (F) entre o conjunto rotor, o estator e a tampa	93
4.19	Esquema da folga (F) entre o conjunto rotor, a tampa, o rotor	95
4.20	Esquema da folga (F) entre o conjunto a tampa, o rotor, a anilha anterior, posterior e o veio	96
4.21	Representação do conjunto.	98
4.22	Representação do esquema de montagem.	99
4.23	Conjunto de peças do protótipo, com o nome indicado	100
4.24	Visualização da parte de trás sem o corpo	101
4.25	Corpo impresso em FDM	102
4.26	Vista de frente do protótipo que permite visualizar o sentido do óleo	102
4.27	Vista de baixo do protótipo que permite visualizar a entrada do óleo na bomba	103
4.28	Explicação do mecanismo de regulação de caudal com recurso ao protótipo	103
4.29	Junção de componentes com cola epoxi	104

6.1	Fatores de pontuação para a análise modo falha e efeito cliente (AMFE). Adaptado de [40].	111
6.2	Pequena rotina elaborada no Matlab para cálculo das tolerâncias	127

**Lista de Siglas, Acrónimos e
Abreviaturas**

ABS Acrylonitrile butadiene styrene
CAD Computer Aided Design
CNC Computer Numeric Control
CVT Continuously Variable Transmission
DFM Design for Manufacturing
FDM Fused Deposition Modeling
FMEA Failure mode and effects analysis
GM General Motors
ISO International Organization for Standardization
IT Intervalo de Tolerância
PFTE Polytetrafluoroethylene
PID Proportional Integral Derivative Controller
PLA Polylactic Acid
PMG PMG Füssen GmbH
SHW AG SHW Automotive GmbH
STL Stereolithography
TCG Transformation Consulting Global
VAG Volkswagen Aktiengesellschaft
3D Tridimensional

Capítulo 1

Introdução

1.1 Enquadramento

A primeira aplicação prática da Lei de Pascal foi feita por *Joseph Bramah*, um industrial inglês, no começo do século XIX. *Bramah* desenvolveu um sistema que permitia bombear o fluido a partir de um cilindro de entrada e fazê-lo fluir a um cilindro de saída, não permitindo retorno do fluido.

Antes do final do século XIX, muitos obstáculos tiveram de ser vencidos antes da Lei de Pascal e do circuito de *Bramah* terem sido usado em aplicações industriais. Com a invenção e refinamento de motores para as máquinas ferramenteiras houve um contributo substancial para a produção de componentes hidráulicos. Aço, o material comumente usado para produzir as peças dos circuitos não alcançou grande uso até a melhoria dos fornos em 1860.

Um problema para ser superado era o fluido, pois a máquina de *Bramah* operava com água. A mudança radical na natureza física da água com relativamente pequena mudança da temperatura, e a ferrugem nos componentes de aço, mostraram a necessidade de se usar um fluido melhor. A descoberta do óleo resultou num fluido apropriado para a época. Os circuitos de força usando o óleo como meio de transmissão de energia são conhecidos como hidráulicos [1].

Um sistema hidráulico, numa perspectiva geral é um arranjo de componentes interligados que usam líquido sobre pressão, fornecendo energia e o seu controlo. Existe um leque muito variado de aplicações em toda a indústria. Com efeito, a transmissão de energia e os requisitos para o seu controlo são muito diversos resultando que cada sistema hidráulico tenha as suas especificidades [2].

A função da bomba é elevar o fluido de trabalho desde a pressão de condensação até à pressão de evaporação. Este aumento de pressão deve ser efetuado com o fluido no estado líquido para que o processo seja o mais eficiente possível.

A seleção da bomba é normalmente efetuada tendo em conta parâmetros como a gama de caudais do fluido de trabalho e as condições de pressão à entrada e saída da mesma. Os requisitos em motores de combustão interna apresentam caudais relativamente baixos, no entanto, a pressão é muito condicionada pelo projeto e a seleção do fluido de trabalho [3].

Atualmente, a nível tecnológico, a maioria dos automóveis funciona com bombas de débito fixo. Tipicamente sobre dimensionam-se as bombas para corresponder às performances mais exigentes causadas pelo motor. Estas configurações, porém, são ineficientes,

traduzindo-se em perdas significativas de energia a elevados caudais de óleo para motores de combustão interna.

As bombas de caudal variável ajudam a minimizar estas perdas de energia. Estas têm controlos hidráulicos e elétricos que permitem eliminar os excessos de óleo, suprimindo as necessidades de caudal e pressão requeridas pelo motor. Controladores de sinal eletrónicos e válvulas solenóides variam a pressão à medida que as condições de operação o ditam. O fabricantes do setor automóvel adotaram este tipo de bombas em 2011, aplicando a carros topo de gama na Europa.

A nível ambiental existe a preocupação ao nível das emissões de CO_2 , quando se faz referência a aplicações automóveis. A pegada ecológica de uma determinada máquina está diretamente relacionada com a sua eficiência e com as temperaturas atingidas na câmara de combustão. A redução do caudal de óleo melhora a economia do combustível, aumenta as temperaturas na câmara de combustão e reduz o arrefecimento do pistão, porque aquece as camisas do cilindro de metal de $2^{\circ}C$ a $6^{\circ}C$. Por outro lado, este efeito reduz as emissões de hidrocarbonetos e dióxido de carbono entre 3-5%

A nível económico está demonstrado que as bombas de caudal variável podem fornecer menores taxas de caudal e reduzir as pressões a um valor baixo entre 1 e 2 bars. Esta combinação reduz significativamente a energia consumida pela bomba, resultando numa economia de 3-6 % em arranque frio ou quente. Com maiores velocidades do motor os benefícios na poupança de combustível ainda são maiores.

1.2 Objetivos

O objetivo principal visa a otimização do produto-processo de uma bomba de óleo, de caudal ajustável, para aplicação a motores de combustão interna. Este trabalho foi concebido a partir de um conceito inovador de variação de caudal, previamente concebido no âmbito de um trabalho de investigação desenvolvido. Assim, com base neste conceito inovador, procurou-se realizar um conjunto de ações ao nível do desenvolvimento de produto e projeto mecânico que permitissem transformar o conceito inicial num produto funcional, fiável, industrializável e comercialmente competitivo. Estas ações materializaram-se no produto e processo através de uma redução do peso, uma diminuição do número de peças móveis, uma evolução geométrica e dimensional dos componentes, por forma a serem mais facilmente produzidos, e uma verificação em termos dos limites estruturais dos diferentes componentes para condições de trabalho extremas.

1.3 Organização

Esta dissertação encontra-se estruturada em 5 capítulos. No capítulo 1 é feita uma introdução ao tema com um enquadramento e serve de guia para o trabalho desenvolvido. No capítulo 2 apresenta-se uma descrição detalhada dos princípios de funcionamento das bombas hidráulicas convencionais e de caudal variável. Após essa descrição apresenta-se um estudo da aplicação de um bomba de caudal variável ao setor automóvel. Descrição técnica ao nível da classificação, constituição e funcionamento, assim como, das leis da física aplicadas a estes mecanismos, em termos de caudal, pressão, perda de carga, potência, energia e rendimento. No capítulo 3 inicia-se o desenvolvimento e otimização de

um novo conceito de bomba de óleo a um motor de combustão interna. Dentro deste capítulo, expõe-se uma análise de mercado para bombas de palhetas e engrenagens com caudal variável e um exemplo de caudal fixo. Consideram-se aspetos gerais e termina com o resultado de pesquisa para sistemas de controlo. Inicia-se outra secção para o produto, sendo alvo de operações características do processo de desenvolvimento, como a análise funcional, a seleção e geração de conceitos e a arquitetura de produto. Ainda dentro da secção do processo de desenvolvimento explica-se o princípio de funcionamento, bem como o dimensionamento das câmaras de bombagem e da mola de compressão. Por fim, elabora-se uma análise de modos de falha e efeitos ao produto. No capítulo 4 foi estruturado o projeto mecânico que serve de suporte ao modelo. Apresenta-se o procedimento elaborado para uma simulação cinemática. De seguida, expõe-se a análise estrutural da bomba com as técnicas desenvolvidas nos materiais e métodos, um estudo de convergência e apresentação dos resultados e respetiva discussão. O dossier técnico é também constituinte deste capítulo, uma vez que são abordados os cálculos para as tolerâncias funcionais e os desenhos técnicos elaborados, dividindo-se em desenho de conjunto, perspectiva explodida e desenhos de definição. No capítulo 5 expõe-se as conclusões do trabalho elaborado, sugerindo-se trabalhos complementares no futuro.

Capítulo 2

Estado da Arte

2.1 Introdução

Este capítulo contempla o levantamento do estado da arte em relação ao tema desta dissertação. Neste serão descritos detalhadamente os princípios de funcionamento das bombas hidráulicas convencionais e de caudal variável, quer no âmbito da aplicação ao setor automóvel, quer no âmbito de outras aplicações industriais. Descrição técnica ao nível da classificação, constituição e funcionamento, assim como, das leis da física aplicada a estes mecanismos, em termos de caudal, pressão, perda de carga, potência, energia e rendimento.

Introduzindo o tema apresenta-se, na figura 2.1, a curva característica de uma bomba de palhetas e que representa o funcionamento da mesma. O gráfico com linha preta representa o caudal hidráulico [m^3/h] em função da pressão de serviço [MPa] e o gráfico a azul representa a potência hidráulica [kW] em função da pressão de serviço [MPa].

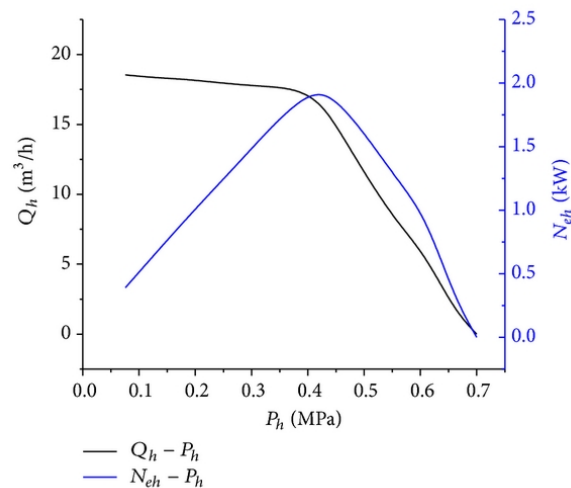


Figura 2.1: Curva de desempenho de uma bomba de palhetas [4].

Apreciando o gráfico da figura 2.1 conclui-se que existe uma limitação ao nível destas bombas, onde a pressão tem um ponto ideal e a partir desse valor existe uma quebra de caudal e da potência.

De notar que a curva de performance varia, segundo a referência citada em [5], com:

- Caudal: varia proporcionalmente à variação da rotação:

$$Q_1 = Q_0 \times \frac{n_1}{n_0} \quad (2.1)$$

- Pressão: Varia proporcionalmente ao quadrado da variação da rotação:

$$H_1 = H_0 \times \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2 \quad (2.2)$$

- Potência: Varia proporcionalmente ao cubo da variação da rotação:

$$N_1 = N_0 \times \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^3 \quad (2.3)$$

- Alteração do diâmetro dos rotores: Assim como a alteração da velocidade de rotação, a alteração do diâmetro dos rotores condiciona na mesma proporção.
- Mudança do fluido bombeado
- Tempo de vida útil da bomba: Com o decorrer do uso, mesmo em condições padrão é natural haver um desgaste interno dos componentes. O desgaste do rotor, da cavidade, eixo, vedantes faz aumentar as fugas internas, tornando o rendimento cada vez menor.

De forma sucinta encontra-se nas figura seguintes os diversos tipos de bombas hidráulicas classificadas segundo o seu deslocamento (2.2) e a sua construção (2.3).

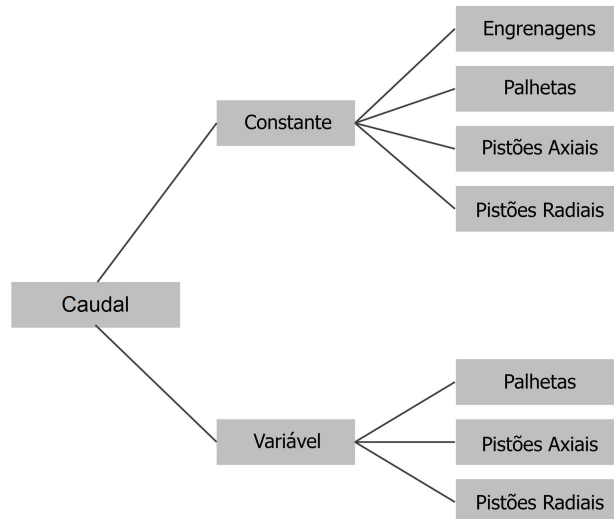


Figura 2.2: Classificação das bombas hidráulicas quanto ao deslocamento.

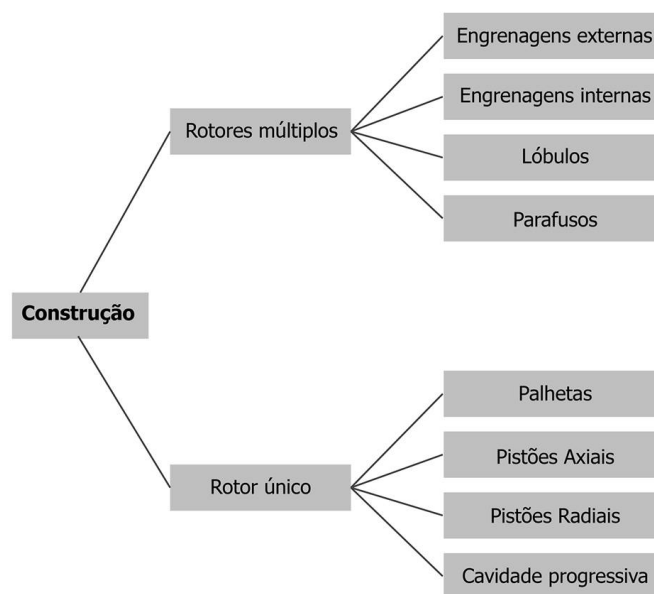


Figura 2.3: Classificação das bombas hidráulicas quanto à construção.

2.2 Configurações de Bombas Hidráulicas

2.2.1 Bombas de Engrenagens com Dentado Exterior

Esta configuração está amplamente distribuída pelo meio industrial. Tem um design simples, baixo custo e fácil manutenção. O principal problema destas bombas é o seu balanceamento, no entanto consegue-se obter pressões entre 100 e 200 bars.

A possibilidade de rodar em altas velocidades permite uma potência mássica com rendimentos de 85/90 % [6]. Este tipo de bomba tem um par de rodas dentadas, de dentado reto, e estas encontram-se dentro de um corpo com uma entrada e com uma saída, onde duas placas laterais garantem o fecho e a vedação.

A roda mandante é responsável pela transmissão do movimento e a roda mandada trabalha livre no seu veio [2]. Segundo o autor citado em [6] o material do corpo é por regra de ferro fundido ou liga de alumínio. Este acrescenta também que o orifício de admissão é geralmente maior que o de escape para reduzir as perdas de carga.

Funcionamento

A figura presente em 2.5 demonstra as rodas 1 e 2, feitas de aço de liga níquel-crómio giram em torno do corpo 3. O fluído é transportado entre os dentes e o corpo 3, após passar pelo ponto 4, onde ocorre o efeito de aspiração. Quando acaba a passagem nos dentes, o óleo é expulso na zona de escape.

Estas bombas são construídas com uma folga axial mínima. Esta folga é dada pela diferença entre a espessura do corpo central (3) e a espessura das rodas dentadas (1 e 2). Em funcionamento, esta folga é uma causa de fugas internas. Estas folgas aumentam se a pressão aumentar, ou se a viscosidade diminuir com o aquecimento. Com efeito, estas criam zonas de pressão desigualmente distribuídas e causam esforços irregulares (radiais

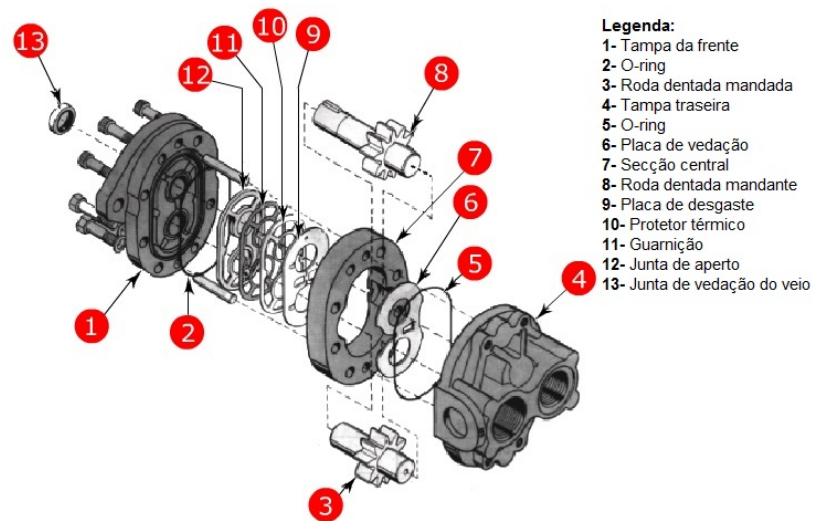


Figura 2.4: Vista explodida de um bomba de engrenagens exteriores. Adaptado de [7].

e axiais).

Uma parte destas fugas internas é drenada para a zona de sucção (9). Tudo isto provoca uma perda no rendimento. Estas são as bombas de engrenagem exterior, não equilibradas [8].

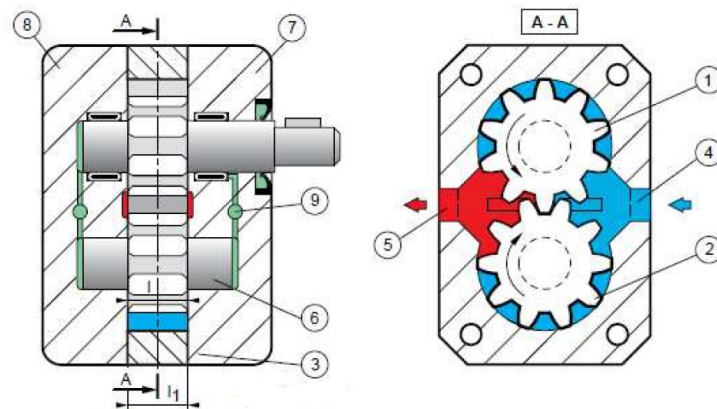


Figura 2.5: Bomba de dentado exterior não-equilibrada [8]

Equilíbrio Radial

A pressão que é exercida ao nível da saída, traduz-se em duas resultantes de força axial, F_1 e F_2 , que passam pelo centro dos eixos das duas rodas dentadas.

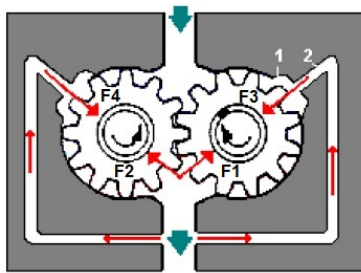
Estas forças podem ser elevadas e empurram os dentes contra o corpo da bomba, isto explica as ranhuras circulares que se encontram em muitas bombas não-equilibradas ou mal equilibradas.

Para obter o equilíbrio radial, pode ser usado o corpo. Os esforços F_1 e F_2 são anulados por F_3 e F_4 , que são equivalentes, mas têm um sentido oposto. Consta-se

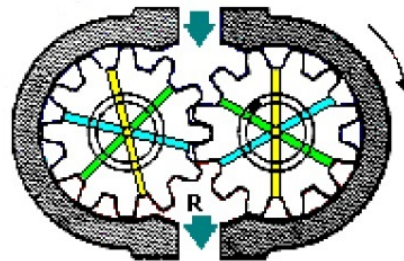
um desaparecimento no desgaste do invólucro interior, bem como uma ovalização dos rolamentos e deformação dos veios de engrenamento. [6]

O equilíbrio através das rodas dentadas é obtido graças a furos radiais nas mesmas. É exercida uma pressão no sentido contrário dos canais, representada na figura 2.6b por R. Este dispositivo não é muito usado, porque o equilíbrio varia durante a rotação, apesar de reduzir muito os esforços radiais.

Estas bombas são usadas para pressão modestas, porque os furos podem causar fenómenos oscilatórios [6].



(a) Equilíbrio radial no cárter. Adaptado de [6]



(b) Equilíbrio radial através das engrenagens [6]

Figura 2.6: Equilíbrio de uma bomba de engrenagens exteriores

O isolamento entre as câmaras de entrada e saída da bomba é garantido pelo engrenamento e, desta forma, ao existirem pressões mais elevadas na câmara de saída, forma-se um perfil de pressões com uma distribuição não-simétrica. Este perfil de pressão assimétrico é responsável pelo aumento de fugas internas, decorrentes do desgaste provocado pelo atrito excessivo das partes móveis. Com efeito, é normal considerar que as engrenagens trabalham com uma folga mínima em relação ao corpo [9].

Nas bombas convencionais a folga lateral das rodas dentadas é superior à folga entre dentes/corpo da bomba. Estas folgas vão até às 3 décimas de milímetro. Como estas bombas são para serviço a baixa pressão, as perdas volumétricas são baixas. Pelo contrário em utilização sob pressão média ou forte, estas perdas não só reduzirão o rendimento como vão aumentar a temperatura do óleo entre engrenagens.

Os fabricantes, na tentativa de solucionar esta limitação têm vindo a melhorar a vedação lateral destas bombas com um sistema, que por tradução livre, se pode chamar de compensação hidrostática e recuperação da folga automaticamente. Estas fazem um ajuste automático para realizarem a dita compensação

Estas bombas equipadas com placas de compensação de pressão, *jumelles*, permitem um melhor rendimento, mesmo em condições críticas, caso sejam corretamente justapostas. Isto deve-se ao ajuste automático entre as engrenagens e os planos de apoio das placas, submetidas também à pressão de saída, ou descarga.

Na referência [9] afirma-se que o sistema é construído de tal modo, que as áreas de pressão externas são maiores que as do lado das engrenagens. O que leva a que as forças axiais resultantes, atuem no sentido de reduzir a folga, entre as faces e as placas com auxílio de um anel de borracha.

As placas de compensação têm uma passagem para o óleo, sob pressão, atravessar e atuar sobre as faces planas adjacentes às tampas que são delimitadas pelas juntas de ve-

dação. A pressão que é exercida sobre o exterior das placas assegura (independentemente da pressão requerida) um rendimento volumétrico muito estável [6].

Tabela 2.1: Quadro resumo das bombas de engrenagens exteriores. Adaptado de [10]

Vantagens	Desvantagens	Características
Robustas e económicas	Barulhentas	Pressão de serviço [70-250] bars
Pequenas dimensões	Período de vida médio (desgaste por fricção das engrenagens na carcaça)	Velocidade de rotação [800-3500] rpm
Preço pouco elevado		Cilindrada máxima de 250 cm^3
Poucas peças em movimento		Rendimento [70-80] %

Existem também as bombas de engrenagens duplas que funcionam com as mesmas características de uma bomba de engrenagens simples. Estas possuem um orifício de admissão comum às duas bombas. Cada uma das bombas fornece o seu próprio débito para uma saída independente e pode alimentar 2 circuitos hidráulicos independentes ou apenas 1, mas com elevado débito. É também possível a montagem de uma bomba tripla [10].

2.2.2 Bombas de Engrenagens com Dentado Interior

Uma vez que possibilitam operar a altas pressões com pouca vibração e barulho, estas bombas são usadas em vários sistemas, tal como prensas hidráulicas, máquinas de injeção, tornos mecânicos, fresas ferramenteiras, entre outras aplicações [2].

Para esta categoria de bombas distinguem-se 3 configurações possíveis, que serão apresentadas abaixo [6].

Bomba de Dentado Direito Não-Compensada

Este tipo de bombas compreende um par de engrenagens de dentado direito. A coroa com dentado interior e outra roda com dentado exterior, mais pequena. Esta última é comandada e engrenada no interior da coroa. O orifício interior é ocupado por um separador. Este mantém as engrenagens separadas e confere que entre as câmaras de admissão e de descarga seja estanque.

As duas engrenagens giram no mesmo sentido, sendo umas das principais diferenças, quando comparadas com as bombas de dentado exterior. Este tipo de bombas pode ser reversível movendo o separador no sentido oposto. Conseguem gerar débitos consideráveis a altas velocidades, mas, em contrapartida, não são excedidas pressões além de 50 bars [6].

Bomba de Dentado Interior Compensada

Esta configuração para a bomba é compensada axialmente e radialmente e permite pressões na ordem dos 250 bars. Observando a figura 2.7, tem-se o separador B que assegura metade da vedação. Na parte inferior de cada dente da coroa, são furados 2 orifícios (C) que fazem a ligação à periferia. As placas circulares (D) recebem a pressão de descarga e fazem a compensação axial de funcionamento.

Bomba de Dentado Interior (Coroa Planetária)

É uma variante da bomba anterior e é constituída por:

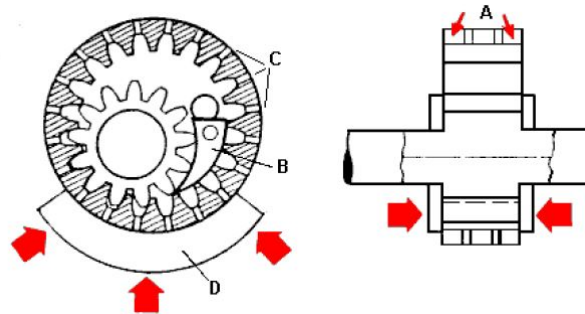


Figura 2.7: Bomba de dente interno compensada [6].

- Uma roda de dente interno, denominada por coroa, que gira em torno do corpo. [6]
- Um pinhão central de dente exterior, denominado rotor, solidário com o eixo mandante. [6]
- Um eixo na roda interior que é excêntrico relativo à coroa. [10]

O número de dentes da coroa é sempre superior em um, ao número do rotor. Esta é a diferença que permite obter câmaras de admissão e de descarga [10]. Este tipo de bombas também existe com um estator fixo, este, é animado por um movimento de rotação e translação. Estas bombas giram rapidamente (6000 rpm). Em qualquer caso, o sistema permite pressões de 150 bars [6] .

2.2.3 Bombas de Parafusos

No corpo um parafuso engrena com outros 2. O parafuso central é o mandante e, este, absorve todo o binário de acionamento. Os parafusos satélites têm movimento contrário ao parafuso central, o espaço entre estes é preenchido com óleo. Devido ao escoamento linear, estas bombas têm um débito regular e um excelente rendimento, são silenciosas e podem gerar débitos consideráveis (1000 l/min) [6].

O roscado do parafuso transporta um volume específico de fluido. Este é transferido através do contacto sucessivo entre o corpo e a rosca de um segmento para o outro.

As suas características operacionais permitem que o escoamento não apresente movimentos oscilatórios e que os esforços axiais não balanceados sejam facilmente compensados [2].

As bombas de parafusos são na sua generalidade usadas para sistemas hidráulicos onde débitos de elevados rácios são requeridos.

Em baixo apresenta-se um quadro resumo das vantagens e desvantagens deste tipo de bombas.

2.2.4 Bombas de Lóbulos

As bombas de lóbulos têm 2 rotores, cada um com 2, 3 ou 4 lóbulos, conforme o tipo. O rendimento volumétrico das bombas de 3 lóbulos é superior ao das bombas de 2, e, por isso, as primeiras são mais usadas.

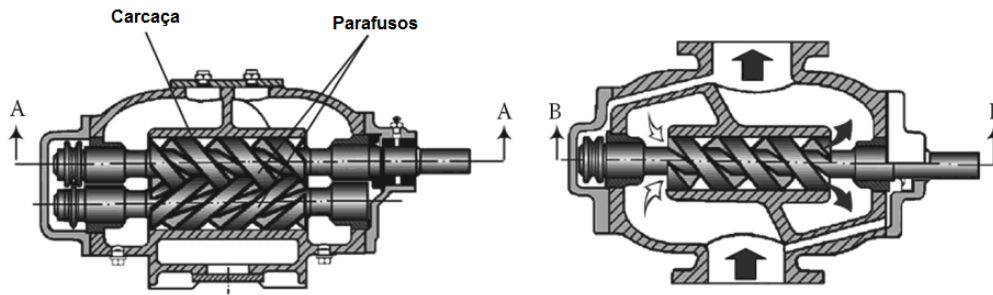


Figura 2.8: Bomba de parafusos. Adaptado de [2]

Tabela 2.2: Quadro resumo das bombas de parafusos. Adaptado de [10]

Vantagens	Desvantagens
Níveis sonoros reduzidos	Preço elevado
Débito à saída regular	
Pressão de serviço até 200 bars	
Velocidades de rotação até 3000 rpm	
Cilindrada até 3000 cm^3	

As bombas de lóbulos são usadas no bombeamento de produtos químicos, líquidos lubrificantes ou não-lubrificantes de todas as viscosidades. São fabricadas para pressões até $10 \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$, caudais até 360.000 [l/h] , e temperatura de líquidos até 200°C . Existe uma bomba de lóbulos, na qual um rotor de 3 lóbulos localiza-se no interior de um rotor de 4 lóbulos [11].

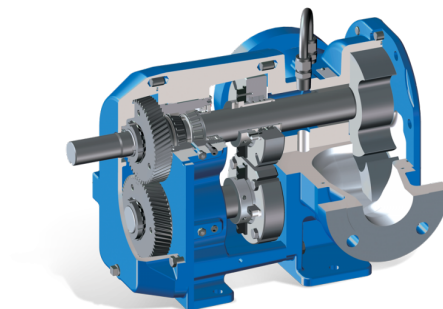


Figura 2.9: Bomba de lóbulos em corte. [12]

2.2.5 Bomba Peristáltica, *Flexible Tube Pump*

A bomba peristáltica é também conhecida como bomba de tubo flexível. No interior de uma caixa circular, uma roda excêntrica, dotada em certos casos de 2 rolos de pequenas dimensões e, que estão diametralmente opostos, comprime um tubo de borracha muito flexível e resistente. A passagem dos rolos comprimindo o tubo determina um escoamento

pulsativo do líquido contido no tubo, razão do nome "peristáltica" pelo qual é mais conhecida.

Percebe-se que o líquido passa ao longo do tubo sem contacto com qualquer parte da bomba. Por isso, a bomba pode ser usada para líquidos altamente corrosivos. [11]

2.2.6 Bombas de Palhetas

Existem bombas de palhetas equilibradas e não equilibradas. As primeiras beneficiam apenas de uma fonte de alimentação e de descarga, enquanto as últimas permitem uma dualidade de alimentação e de descarga a cada ciclo.

Para além do equilíbrio das bombas de palhetas, nesta secção foram divididos em 3 tipos de configurações. As bombas de palhetas deslizantes (*sliding-vane pumps*), bombas de palheta no estator (*external vane pumps*), bombas de palhetas flexíveis.

Princípio de Funcionamento

As bombas de palhetas são constituídas por um rotor (1), onde são incorporadas ranhuras radiais equidistantes e, por sua vez, alojam as palhetas (2) (atender à figura 3.39. O espaço livre entre o rotor e o estator (3) cria uma zona que se denomina de alvéolo [6].

O rotor está descentrado e, por isso, o volume dos alvéolos vai evoluindo no decurso da rotação. O volume aumenta na fase de aspiração e diminui na fase de descarga [8].

Este tipo de bombas apresenta um eixo sujeito às pressões de descarga. De notar ainda, que as palhetas são puxadas contra o anel interior do estator por uma mola [6].

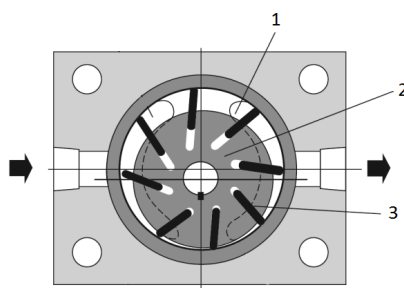


Figura 2.10: Ilustração em corte de uma bomba de palhetas. Adaptado de [2].

Bomba de Palhetas Equilibrada

Uma forma alternativa de construção deste tipo de bombas consiste em projetar uma bomba balanceada, onde existem duas câmaras de baixa pressão e duas de alta pressão. Com efeito, a resultante dos esforços radiais tende a ser nula [2].

Afirma-se que para além de possuírem duas câmaras de admissão e de descarga, estas são diametralmente opostas. As câmaras estão ligadas pelos furos internos, que fazem um balanço radial muito eficaz [6].

O débito total bombeado resulta da sobreposição das duas câmaras de saída, ou descarga. A amplitude e frequência na porta de saída é dependente do número de palhetas,

onde um número ímpar é vantajoso, uma vez que o volume de descarga de cada câmara não está em fase [2].

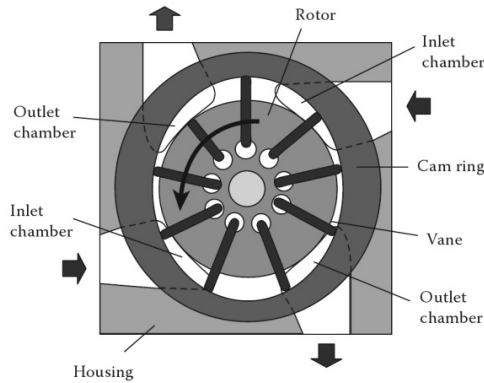


Figura 2.11: Ilustração em corte de uma bomba de palhetas com balanceamento [2].

Bombas de Palhetas no Estator

Possuem um cilindro giratório e elíptico que desloca uma palheta que é guiada por uma ranhura no corpo da bomba. O peso próprio da palheta, auxiliado pela ação de uma mola, faz com que a palheta mantenha sempre contacto com a superfície do rotor elíptico, proporcionando com o escoamento [11].

Bombas de Palhetas Flexíveis

O rotor possui pás de borracha de grande flexibilidade, que durante o movimento de rotação, se curvam, permitindo que entre cada duas delas seja conduzido um volume de líquido da entrada de aspiração até à descarga. Giram com baixa rotação, e a pressão que alcançam é reduzida. Na parte superior interna do corpo da bomba existe um separador para evitar o retorno do líquido ao lado da aspiração [11].

Bomba de Palhetas de Caudal Variável

A variação da cilindrada nas bombas de palhetas é conseguido movendo o estator em relação ao rotor e, assim, consegue-se variar a excentricidade entre estes. A direção de escoamento pode ser também invertida sem mudar a direção de frequência rotacional. As bombas de caudal variável podem também incluir na sua configuração balanceamento.

Neste caso, a máxima excentricidade é obtida quando a pressão interna na câmara de saída produz uma força menor que a da mola. Quando a pressão de saída aumenta acima da força de pré-carga da mola, o estator move-se contra a mola, alterando o débito de saída.

Em geral, nestas bombas as fugas de fluido ocorrem entre os lados de pressão alta e baixa das palhetas e, entre os casquilhos laterais. Isto resulta na diminuição da eficiência volumétrica e, por consequência, reduz o débito de saída. Uma configuração sem balanceamento encurta a vida útil de trabalho, por causa das forças desequilibradas de impulso que se encontram dentro da bomba [2].

Um esquema simplificado encontra-se na figura 2.12, que mostra a variação da excentricidade destas bombas, onde "e" significa a excentricidade.

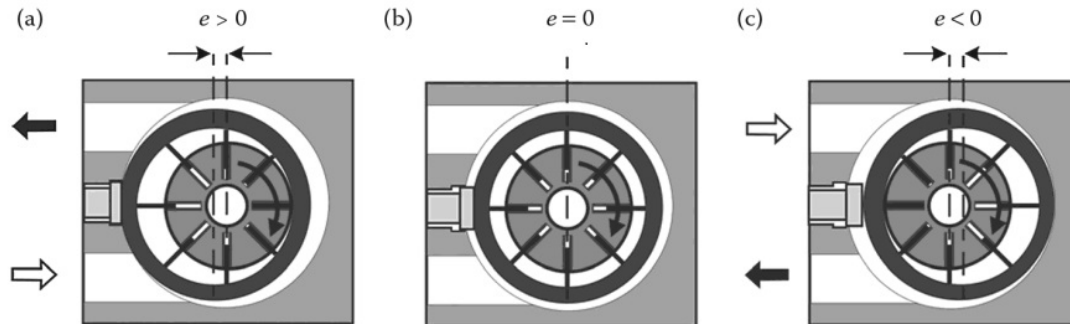


Figura 2.12: Ilustração da variação do caudal volumétrico: (a) Escoamento regular; (b) Escoamento nulo; (c) Escoamento invertido [2].

Tabela 2.3: Quadro resumo sobre as bombas de palhetas. Adaptado de [10] 1

Vantagens	Inconvenientes	Características
Fácil implementação	Preço elevado	Pressão de serviço até 250 bars
Débito de saída regular		Velocidade de rotação até 3000 rpm
Auto aspirante		Cilindrada [10-2680] cm^3
Silenciosa o suficiente		Rendimento [80-90] %

Exemplos

A título de exemplo apresenta-se uma bomba da *Vickers* com 12 palhetas, de débito simples, com duas alimentações e duas saídas. Este tipo de bombas com forma quadrada exterior tem um sistema que pressiona o anel do rotor por uma mola. Assim, assegura-se a estanquicidade durante o início e providencia-se uma forte potência de sucção. Para evitar erros de posicionamento, um pino guia permite realinhar as peças na ordem correta. As peças são empurradas contra o estator por uma pressão interna. Esta bomba tem 4 simetrias porque têm forma quadrada e por isso uma fácil adaptação em motores.

Outra configuração que a marca *Vickers* faculta são as bombas equilibradas de débito duplo. Estas são duas bombas onde os débitos podem ser utilizados em conjunto, ou separadamente. Outra originalidade é que estas bombas são munidas de palhetas duplas, que permitem reduzir a força que empurra as peças contra o estator na zona de baixa pressão. Este avanço permite reduzir o desgaste e melhorar o rendimento mecânico da bomba (menos fricção).

Posicionam-se duas palhetas justapostas. Dentro da mais larga, o espaço é criado para receber continuamente a pressão operacional. São bombas onde a originalidade reside na conceção das palhetas, pois têm duas palhetas por cada ranhura do rotor. Possuem chanfros tanto na parte superior, como na parte do estator. A pressão que prevalece debaixo das palhetas passa pelos chanfros. A força aplicada nas palhetas é controlada

e, assim, mantém-se posicionadas corretamente assegurando uma vedação perfeita. Este tipo de bomba pode fornecer 180 bars e 200 l/min, continuamente, às 1800 rpm [6].

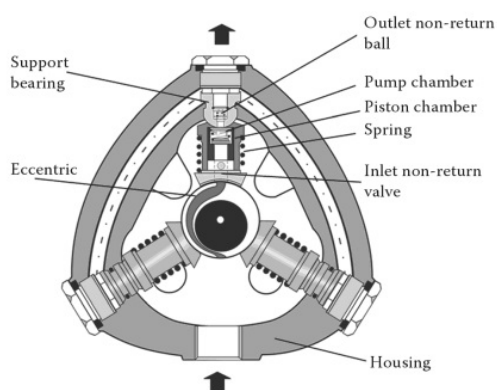
2.2.7 Bombas de Pistões

Existem bombas de pistões radiais, bombas de pistões axiais, bombas com pistões multicilíndricos (em V ou em linha). Este tipo de bombas são muito usadas para aplicações agrícolas [6].

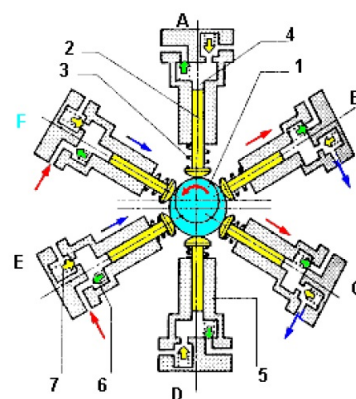
Bombas de Pistões Radiais de Caudal Fixo

Neste tipo de máquinas, o eixo dos pistões é perpendicular ao veio de acionamento. Dependendo do princípio de construção, os pistões podem ser montados em forma de estrela, à volta do veio, ou, em linha, numa cambota.

A figura 2.13a mostra uma configuração básica de uma bomba de 3 pistões. Cada cilindro contém numa válvula de admissão sem retorno, uma mola, um pistão, uma câmara de bombeamento, uma válvula de saída sem retorno e um rolamento de apoio. À medida que o veio de acionamento é rodado, as molas apoiam a base do pistão em contacto com a câmara de forma excêntrica. O movimento descendente do pistão causa um aumento de volume na câmara de bombeamento. Isto cria uma pressão reduzida que permite às válvulas de admissão abrirem, permitindo o óleo entrar na câmara da bomba através de uma ranhura maquinada no veio excêntrico. O movimento ascendente é provocado pela rotação do veio excêntrico e o seu rápido movimento causa o fecho da válvula de admissão. Quando a pressão de ascensão iguala a pressão do sistema, a válvula de saída abre, permitindo o caudal sair. O caudal resultante é a soma das cilindradas de todos os cilindros. O número de pistões que uma bomba pode ter é apenas limitado por restrições espaciais impostas pelo tamanho dos cilindros, do corpo da bomba e do veio excêntrico [2].



(a) Exemplo de bomba de pistões radiais simplificada [2].



(b) Outro exemplo de bomba de pistões radiais simplificada [6].

Figura 2.13: Bombas de pistões radiais interiores

A configuração da bomba representada na figura 2.13b é muito utilizada pelas marcas

John Deere e *Same*, por exemplo.

O eixo central é do tipo excêntrico (1), neste suportam-se uma série de pistões (2) colocados radialmente. As molas de retorno (3) mantêm os calços em contacto com a zona excêntrica. Cada pistão desliza nas respectivas cavidades (4), perfuradas no corpo do cilindro (5). Estes cilindros são equipados com uma válvula de admissão (6) e uma válvula de escape (7). Quando o corpo B está no início da descarga, a válvula de admissão permanece colocada no mesmo sitio devido à pressão e a válvula de descarga é levantada por esta última. O cilindro E está em fase de admissão, o pistão retorna para o centro através da mola (3). Cada pistão aspira e descarrega a cada meio ciclo.

O débito unitário é instantâneo e tem um comportamento sinusoidal para evitar solavancos e para o determinar, deve-se ter em conta que os pistões permanecem todos no mesmo movimento pulsatório. Assim, multiplica-se o número de corpos em serviço (pistões) com um intervalo entre os mesmos [6].

Exemplos

A bomba radial *Rexroth*, representada na figura 2.14a, tem cilindros fixos e pode fornecer pressões de 600 a 700 bars. É constituída por um corpo (1), onde são fixados os elementos que promovem a bombagem (2). A cavidade (3), onde desliza o pistão (4) apoia-se na peça central excêntrica (5), através de uma mola. Os números 7 e 8 são as válvulas de alimentação e de descarga, respetivamente. A aspiração é feita na cruzeta (9), maquinada no veio (5). As saídas (10) são independentes [6].

A bomba *Poclain*, representada na figura 2.14b, é semelhante a uma bomba radial na disposição dos pistões. O cárter principal (1) é equipado com a sua válvula de admissão (2) que pode receber até 6 cavidades para válvulas (3) (estas contêm as válvulas de descarga), mas também 3 pistões (4) equipados de 3 válvulas de descarga (5). Os pistões (6) deslizam nos casquilhos de bronze, estes são ocos e por isso permitem a passagem de óleo. As cabeças esféricas (7) são ajustadas em cavidades de bronze encaixando nos calços. Os calços são perfurados no seu centro para permitir a passagem de óleo e, assim, garantir o balanço hidrostático.

O veio de acionamento (10) comporta 3 excentricidades para garantir o comando dos pistões em linha com cada válvula. O furo do veio em si, já assegura o processo de enchimento dos pistões. Como em todas as bombas alimentadas no centro, a centrifugação do óleo promove a potência e a possibilidade de atingir elevadas rotações. Consegue-se 300cm^3 por ciclo para as bombas maiores, com pressões entre os 350 e os 450 bars [6].

Bombas de Pistões Radiais de Caudal Variável

A figura 2.15a pretende demonstrar uma bomba de caudal variável com compensação de pressão, montado com o estator excêntrico relativamente ao bloco cilíndrico central. O movimento alternativo dos pistões é obtido devido à rotação do bloco cilíndrico. Os primeiros permanecem em contacto com o estator através de um patim. A sucção do fluído e a sua descarga ocorrem nas portas semicirculares e, passam, por tubos maquinados no interior do veio de acionamento.

Em geral, a bomba de pistões radiais tem uma elevada capacidade de pressão contínua, mais que qualquer outra bomba. No entanto, deve ser notado que para aplicações que necessitem de pressões extremas, a cilindrada é geralmente inferior a $2.4 \times 10^{-6}[\text{m}^3/\text{rad}]$ [2].

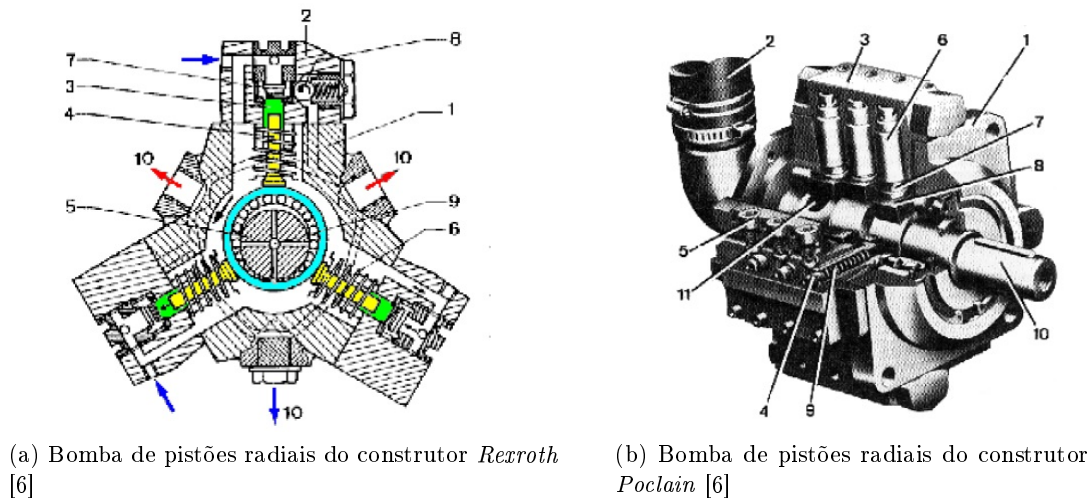


Figura 2.14: Exemplos de bombas de pistões radiais interiores existentes no mercado

As bombas do tipo representado na figura 2.15b permitem a variação do caudal e até inverter o sentido de escoamento, funcionando como um motor. A peça cilíndrica central (1) está fixa e aloja os furos de admissão e de descarga. Um bloco cilíndrico (2) roda em torno da peça central, este mesmo bloco está descentrado do corpo exterior (3). O elemento 2 determina o curso dos pistões (4), dentro das cavidades (5). Cada pistão é equipado com um calço que se apoia no corpo devido à força centrífuga. A letra "e" representa o desalinhamento que permite à bomba um movimento de bombagem [6].

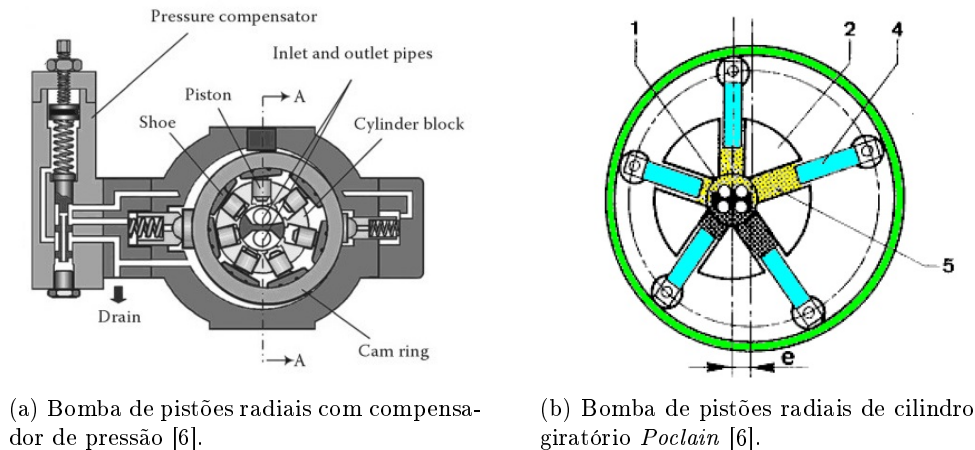


Figura 2.15: Bombas de pistões radiais com caudal variável

Bombas de Pistões Axiais, com *swashplate* de Caudal Fixo

O cilindro é fixado a um eixo de entrada que aloja os pistões. Quando este conjunto gira, os pistões são mantidos em contacto com uma placa fixa, chamada *swashplate*, a qual é posicionada num determinado ângulo em relação ao eixo de entrada. Isto faz com que

Vantagens	Desvantagens	Características
Podem funcionar como motor	Preço elevado	Pressão de serviço até 250 bars
Elevado tempo de vida	Débito irregular	Velocidade de rotação de 300 a 3000 rpm
	Necessita de uma filtração eficiente	Cilindrada de 250 cm^3 (máxima por ciclo)
		Rendimentos elevados na ordem dos 90%

os pistões se movam para dentro e para fora dos seus cilindros individuais, criando uma ação de bombeamento.

As molas e a pressão hidráulica asseguram o contacto entre os pistões e a *swashplate*, enquanto o caudal é controlado pelo ângulo da placa em si. Se a placa *swashplate* estiver perpendicular ao eixo de entrada, não há deslocamento do pistão e, portanto, nenhuma ação de bombeamento é verificada. [1]

Existe uma fuga contínua que é necessária para a lubrificação das peças com movimento, como por exemplo, entre o bloco cilíndrico e a *swashplate*. Com efeito, existe a necessidade de drenagem. [2] Afirma-se em relação a este tipo de bombas que podem ser construídas com a *swashplate* rotacional ou estacionária. [6]

Para o caso de uma bomba de pistões axiais de débito fixo, o óleo, proveniente do tanque, entra na bomba e enche o cilindro, durante a fase de aspiração. Por cada meio ciclo da *swashplate*, o ponto A, passa para o ponto B, sob a ação de uma mola de retorno, do pistão (2) e de um patim (3) e é provocado um aumento no volume da câmara (figura 2.16).

Durante esta fase, o orifício de aspiração está em comunicação com o patim e o óleo enche a diferença volumétrica através do furo central e o orifício da *swashplate*. A válvula de descarga (5) mantém-se fechada devido à sua mola (6).

Na fase de descarga, que ocorre no segundo meio ciclo da *swashplate*, o pistão é empurrado para o interior do seu cilindro, conseqüentemente, o volume na câmara diminui.

Durante esta fase, o orifício de aspiração já não se encontra em comunicação com o patim. O óleo fica apenas com a opção de sair através da válvula de descarga e é bombeado para o circuito [10].

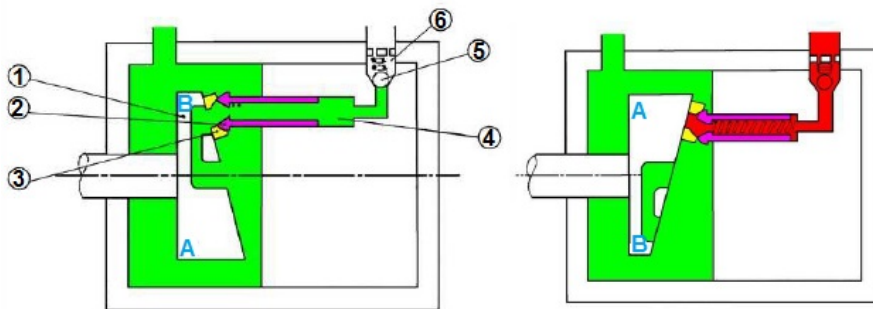


Figura 2.16: Ilustração esquemática de uma bomba de pistões axiais, na fase de aspiração e descarga, respetivamente. Adaptado de [10].

A cada ciclo, um pistão após o outro, vão passando por um ponto morto superior e um ponto morto inferior. Cada cilindro terá uma cilindrada total que é função do número de

pistões e da inclinação da placa. As rótulas e os patins são furados para que exista um equilíbrio hidráulico e uma lubrificação interna eficiente. A inclinação é limitada a 18° , no limiar do deslocamento axial do pistão no cilindro [6].

Resumindo algumas vantagens:

- Eficiência no sistema de vedação no cubo de distribuição, que permite serviço a altas pressões;
- Disposição axial dos pistões que minimiza o congestionamento, muito adaptável às transmissões de máquinas móveis;
- Grandes velocidades de rotação, porque não possui sistema de válvulas;
- Pode mudar de regime rapidamente devido à pequena inércia das peças em movimento, com possibilidade de reverter o sentido do escoamento;

Exemplos

A bomba *Vickers*, de caudal fixo, é composta por um corpo de ferro fundido. O conjunto rotativo é composto pelo veio de acionamento (2), suportado por rolamentos de esferas (3), um rolamento de rolos (4) encastrado no bloco de distribuição (5). O veio suporta e aciona uma anilha esférica que está solidária com os dentes do veio 2.

Uma placa suporta uma articulação giratória (8), que por sua vez se apoia na *swash-plate*. Esta placa determina o curso dos pistões (11) no cilindro (7). Uma mola (12), no bloco cilíndrico, assegura a estanquicidade. O orifício 14 é usado para drenar e deve ser posicionado na parte superior do corpo da bomba. A estanquicidade na parte de trás é assegurada por um vedante (13).

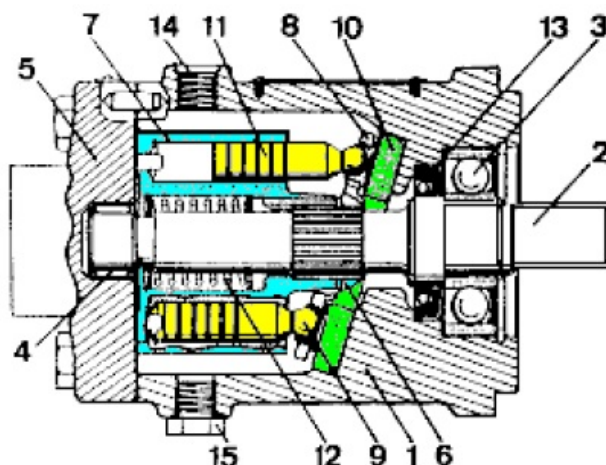


Figura 2.17: Ilustração em corte de uma bomba de pistões axiais da *Vickers* [6].

A bomba de *Vickers* em corte (Figura 2.18): 1- Bloco de distribuição; 2- Cilindro; 3- Pistões que estão na fase de aspiração; 4- *Swashplate*; A- Aspiração; R- Descarga.

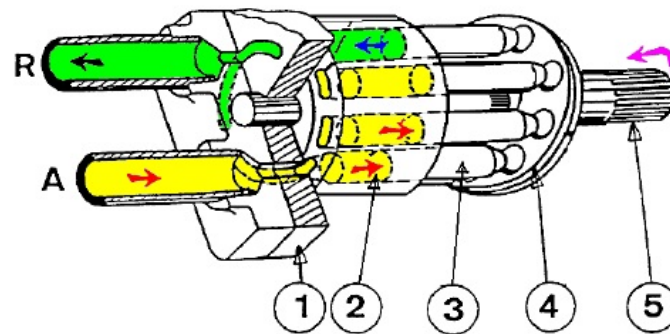


Figura 2.18: Ilustração em perspectiva do exemplo supracitado [6].

Bombas de Pistões Axiais, com *swashplate*, de Caudal Variável

Nas modelos de cilindrada variável é possível que o caudal varie sem alterar a velocidade de rotação do motor (diesel ou elétrico) a que estão ligadas, pode inclusivamente interromper-se o fornecimento de caudal, sem alterar a velocidade de rotação da bomba [13].

As bombas de pistões axiais podem ter uma cilindrada variável mudando o ângulo da *swash plate*. Um ângulo igual a zero produz um débito nulo e o ângulo máximo positivo produz a máxima cilindrada e por isso a maior quantidade de débito. Com um ângulo negativo, quando possível mecanicamente, a bomba tem 2 sentidos de escoamento [2].

Estas conseguem ter uma cilindrada variável devido ao curso dos pistões ser comandado por uma placa de inclinação variável. O corpo pode ser feito de alumínio e a cabeça de distribuição em ferro fundido. O corpo serve de fixação às peças móveis e é cheio com óleo para a lubrificação e arrefecimento. O bloco cilíndrico está solidário com o veio de acionamento e este recebe os pistões.

A placa inclinada não gira com o veio, mas pode ser orientada para modificar, anular ou inverter o curso dos pistões, estes podem ser controlados manualmente ou hidraulicamente.

A cabeça de distribuição está fixa e montada com um cubo de distribuição, em bronze, dotado de orifícios onde ocorre a aspiração e a descarga [6].

Bomba de Pistões Axiais de eixo inclinado

A ideia veio do século passado e estas são muito comuns. A cilindrada debitada é constante, no entanto também existe com débito variável. Esta conceção permite variações angulares até 30 graus. O aumento do curso do pistão é proporcional ao aumento da distância de inclinação, o que se traduz num aumento de cilindrada. Quando o ângulo de inclinação é zero então o curso do pistão será zero também e consequentemente débito nulo. [6]

As bombas de eixo inclinado possuem uma placa acoplada ao eixo de entrada onde são fixadas bielas utilizando juntas esféricas. As bielas podem exercer forças no plano da placa inclinada, contrário a *swashplate*. A fim de acomodar movimento lateral é necessário ancorar a biela com uma outra junta esférica no pistão, mas esta atua com o movimento de apenas alguns graus.

A placa inclinada normalmente faz parte do eixo de acionamento na forma de um

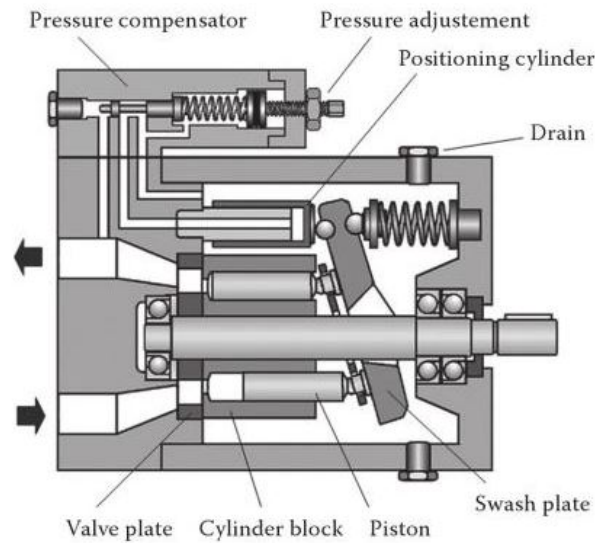


Figura 2.19: Bomba de pistões axiais, com configuração *swashplate*, com compensador de pressão. [2].

flange de acionamento rigidamente fixo, inclinado com respeito ao eixo do bloco de cilindros. Normalmente prefere-se ter um eixo de acionamento fixo no espaço e usar um bloco de cilindros móvel em torno de um eixo transversal. O eixo de inclinação é fixado no plano das juntas esféricas do flange de acionamento [1].

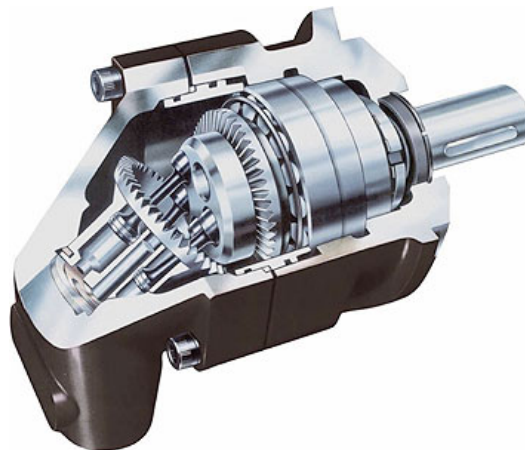


Figura 2.20: Bomba de pistões axiais de eixo inclinado [14].

A alteração para variação de débito é efetuada a partir da variação do ângulo entre o prato rotativo e os braços dos pistões.

Exemplos

A bomba *Vickers* acionada por uma articulação universal é composta pelos corpos fixos (1,2) cuja forma é corresponde a um "cotovelo". Estes corpos contém um grupo de ro-

Tabela 2.4: Quadro resumo das bombas axiais de eixo inclinado

Vantagens	Desvantagens	Características
Boa durabilidade	Arranque por vezes difícil	Pressão de serviço até 400 bars
Pode ser utilizada como motor	Barulhento	Velocidade até 3000 rpm
	Custo elevado	Cilindrada [10-500] cm^3
	Necessita de uma filtração eficaz	Rendimento 95%

tação composto por veio de acionamento (3), suportado por 2 rolamentos cónicos (4,5) que também suportam o bloco cilíndrico giratório (6). Os pistões são comandados pelas cabeças das manivelas (7) estes deslocam-se para o interior e exterior do bloco cilíndrico giratório (9).

O bloco giratório é acionado por uma articulação universal (10) que está ligado ao veio mandante. A estanquicidade do bloco (12) é assegurada por um cubo de distribuição (11), que se encontra a empurrar uma mola (13). Pode-se apreciar estes mecanismos na figura 3.10b.

O próximo esquema, ilustrado na figura 2.21b, mostra o funcionamento de outra bomba *Vikers* e particularmente a distribuição pelo cubo. Cada orifício do bloco cilíndrico giratório (10) resulta numa passagem. Um espaço muito estreito separa as duas passagens, em forma de "feijão", de um lado responsável pela aspiração do outro pela descarga. O cubo está fixo e a sua posição bem determinada, a distância que separa os 2 cubos representa o ponto morto alto e baixo dos pistões.

À medida que a aspiração em cada pistão cria vácuo no cilindro, o fluido é empurrado pela impulsão, em circuito aberto, e pela bomba de alimentação, em circuito fechado. Durante a outra metade da revolução, os pistões descarregam o óleo sob pressão para ser usado no circuito [6].

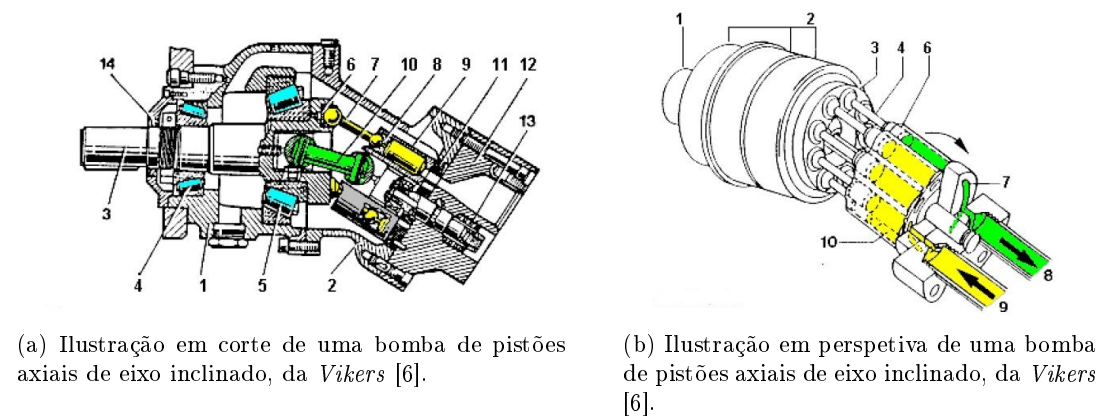


Figura 2.21: Exemplo de uma bomba de pistões axiais de eixo inclinado existente no mercado

2.3 Aplicação de uma Bomba de Caudal Variável na Indústria Automóvel

Os construtores de automóveis em todo o mundo estão à procura de melhorar o veículo no seu todo e, por isso, a eficiência do motor é um dos elementos chave. Melhorar a eficiência de um motor significa retirar o máximo de sistemas auxiliares considerados parasitas. Um dos sistemas que influencia a eficiência de um motor é a sua bomba de óleo [15].

As bombas convencionais de caudal fixo têm um *output* característico, conforme referido. É facilmente compreendido que o sistema de óleo, no motor, representa uma perda de energia, diminuindo a sua potência útil [16].

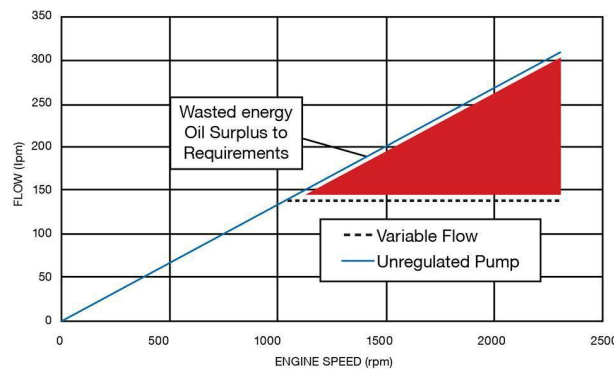


Figura 2.22: Velocidade de rotação do motor *vs* débito. Adaptado de [16]

Da figura 2.22, pode-se perceber que quantidade de *output* de óleo se tem de alterar, em função da velocidade de rotação do motor, para que as perdas de energia sejam minimizadas, daqui surge a oportunidade estratégica para as bombas de caudal variável.

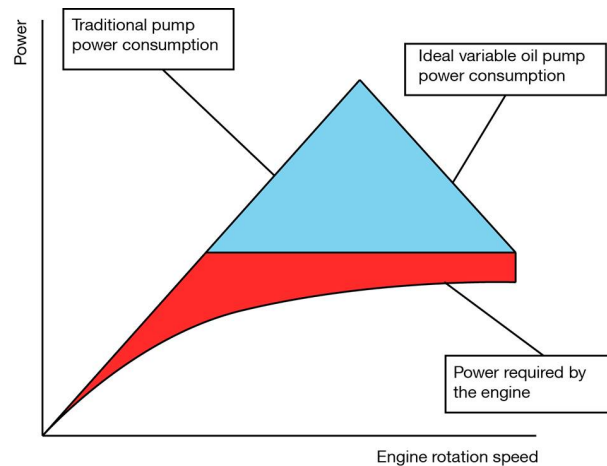


Figura 2.23: Consumo de potência ideal numa bomba de óleo. Adaptado de [16].

Um dos principais objetivos é reduzir o débito a altas velocidades com menos consumo de potência, sem comprometer o débito a velocidades mais baixas. Isto assegura uma

melhor eficiência do motor em termos de economia de combustível. O desenvolvimento deste tipo de bombas está um pouco por todo o mundo.

A figura 2.23 mostra como é que se pode atingir estes objetivos através de uma bomba de escoamento variável.

De forma a maximizar a eficiência dos sistemas de lubrificação, as bombas devem ser capazes de preencher os requisitos do motor o mais próximo possível e com as mínimas fugas internas e perdas por atrito. Uma boa prática é usar a bomba com dimensões radiais, uma vez que as fugas internas e o atrito aumentam com o diâmetro dos componentes rotativos da bomba .

O rendimento de uma bomba é a relação entre a energia oferecida pelo motor e a absorvida pela bomba. Isto é evidenciado, uma vez que o motor não transmite para o eixo toda a potência que gera, porque a bomba necessita de uma energia maior do que consome, devido as suas perdas na parte interna. Tem-se em consideração as fugas externas pelas juntas e a recirculação interna da bomba. Bombas auto-aspirantes, injetoras e de alta pressão possuem rendimento volumétrico e global inferior às convencionais. [5] O uso de válvula de segurança é também uma fonte de perdas energéticas porque o excesso de caudal a grandes velocidades de rotação, que permanece a recircular dentro da bomba, não produz nenhuma vantagem.No caso da bomba convencional de palhetas, que é uma bomba de cilindrada positiva, o desperdício de óleo é expelido através de uma válvula de segurança, a alta pressão, resultando numa perda de energia (trabalho útil convertido em calor). Esta limitação das bombas convencionais leva a olhar para alternativas onde as perdas de energia possam ser minimizadas. [16]

A figura 2.24 mostra uma comparação da eficiência volumétrica entre uma bomba com válvula de segurança e outra sem [17].

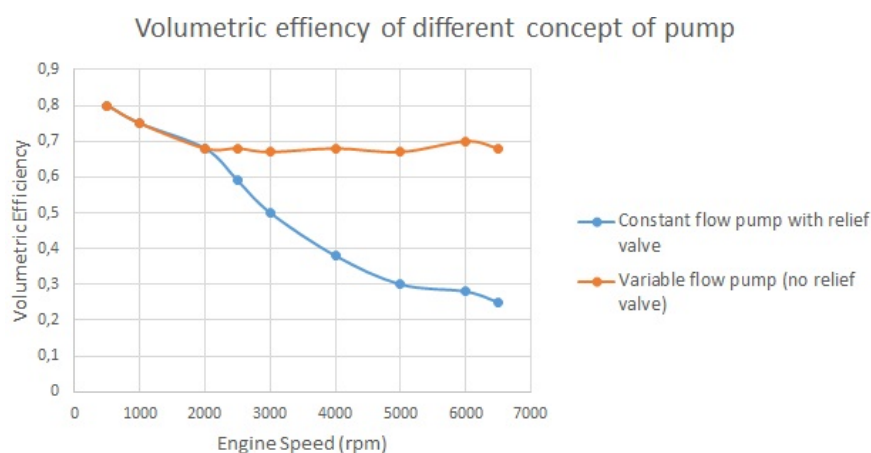


Figura 2.24: Comparação de eficiências volumétricas entre 2 tipos de bomba. Adaptado de [17].

Atendendo ao gráfico da figura 2.24 é perceptível que para a bomba de caudal constante existe uma quebra acentuada da eficiência volumétrica à medida que se aumenta a velocidade de rotação. Existe uma quebra de mais de metade desde velocidades mais baixas, até às velocidades mais elevadas. Esta quebra é também explicada pela existência de uma válvula de segurança que faz o alívio da pressão acumulada na câmara de bombagem, conforme já tinha sido referido. Ainda se pode percecionar que a bomba

de caudal variável tem uma quebra de eficiência até às 2000 rpm, no entanto mantém-se aproximadamente constante até às velocidades mais elevadas, representando por isso uma maior eficiência.

Expõe-se agora uma comparação entre diferentes configurações de bombas de óleo em termos de consumo de potência ao motor. A potência absorvida de uma bomba é a energia que ela consome para transportar o fluido com o caudal desejável, a pressão necessária e com o rendimento esperado. Esta potência é função da potência hidráulica e da potência útil [5].

Tabela 2.5: Valores de potência absorvida ao motor para cada configuração de bombas de óleo e poupança comparativa. Adaptado de [17].

Velocidade de Rotação (rpm)	Bomba de engrenagens (engrenado na cambota)	Bomba de engrenagens (engrenado por corrente)	Poupança (%)	Bomba de palhetas de caudal fixo	Poupança (%)	Bomba de palhetas de caudal variável	Poupança (%)
500	19.4	7	64	6,5	66	6.2	68
1000	61	21.3	65	22,9	62	24	61
1500	124	70	44	54	56	56	55
2000	212	128	40	109	49	105	51
2500	327	189	42	168	49	170	48
3000	478	287	42	251	47	254	47
3500	600	361	40	323	46	308	49
4000	708	431	39	421	41	339	52
4500	836	509	39	503	40	378	55
5000	980	557	43	575	41	419	57
5500	1137	659	42	698	39	462	59
6000	1297	770	41	780	40	503	61

Na sequência desta tabela é possível a construção de um gráfico que ilustra os valores da tabela 2.5.

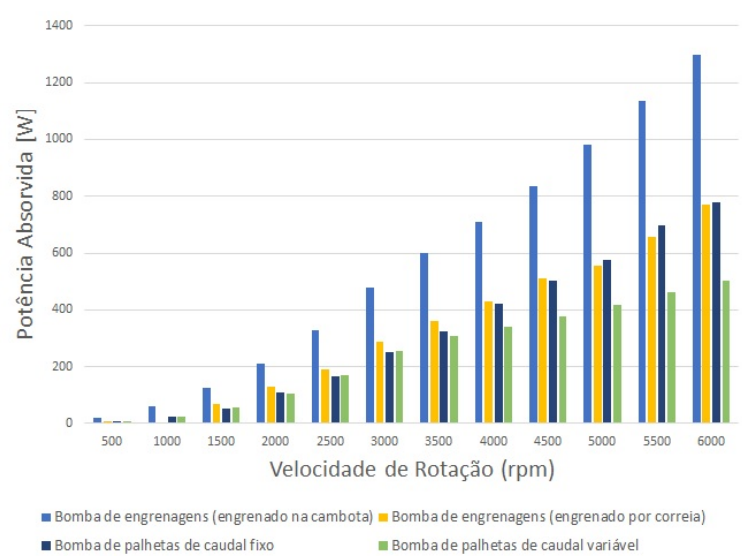


Figura 2.25: Valores da tabela 2.5. Adaptado de [17].

A bomba de engrenagens que é acionada na cambota é aquela que mais binário retira

ao motor, apresentando, por isso, uma desvantagem considerável, por comparação com os restantes valores. Consegue-se uma poupança média de 44.8 % entre a bomba de engrenagens, acionada na cambota, e a bomba de engrenagens que não está ligada ao eixo da cambota. De 47.3 % entre a bomba de engrenagens, acionada na cambota e a bomba de palhetas de cilindrada fixa. De 55.8 % entre a bomba de engrenagens, acionada na cambota, e a bomba de palhetas de caudal variável.

De forma a quantificar quanto combustível é possível poupar é demonstrado em seguida alguns testes que foram consultados, onde a *performance* e o consumo de combustível foram medidos. De salientar, que segundo o autor, não é fácil fazer este tipo de testes, uma vez que existem muitas variáveis envolvidas. Para estes testes, o óleo, a temperatura da água e a velocidade do automóvel foram mantidos como constantes e o caudal de combustível foi medido com recurso a um caudalímetro. Após 30 medições, os resultados mostram benefícios em utilizar-se uma bomba de caudal variável, uma vez que apresenta melhoramentos entre 1,5 % e 2,5 % [17].

Tabela 2.6: Comparação do consumo de combustível. Adaptado de [17].

Velocidade (Km/h)	Mudança	Caudal variável	Caudal fixo	Poupança (%)
		Caudal (l/h)	Caudal (l/h)	
41.06	2	2,896	2,974	2,62
60.55	3	3,497	3,577	2,24
80.55	4	4,548	4,662	2,45
100.73	5	4,97	5,046	1,51

Analisando o gráfico da figura 2.26, é possível observar que o binário absorvido pela bomba de óleo de caudal fixo (gráfico azul) aumenta linearmente com as rotações do motor. Por outro lado, na bomba de caudal variável (cor de laranja) já não ocorre uma variação linear. Embora se mantenha igual até cerca das 2000 rpm, a partir desse valor a evolução do binário consumido muda, isto é, ocorre uma diminuição até que estabiliza a partir das 3000 rpm.

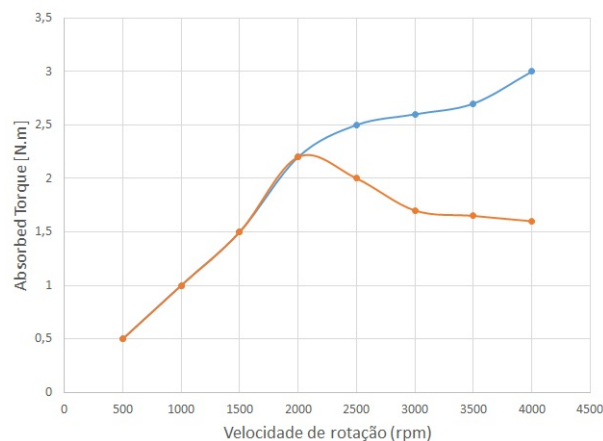


Figura 2.26: Binário absorvido pela bomba de óleo ao motor. Adaptado [18].

O gráfico da figura 2.27 representa a pressão de descarga por uma bomba de palhetas com caudal variável, que varia com a velocidade de rotação. Faz-se nesta figura a distinção

entre a pressão que chega à bomba através do circuito, que se encontra a pressões mais baixa, e a pressão à saída da bomba que é mais elevada, conforme seria de esperar.

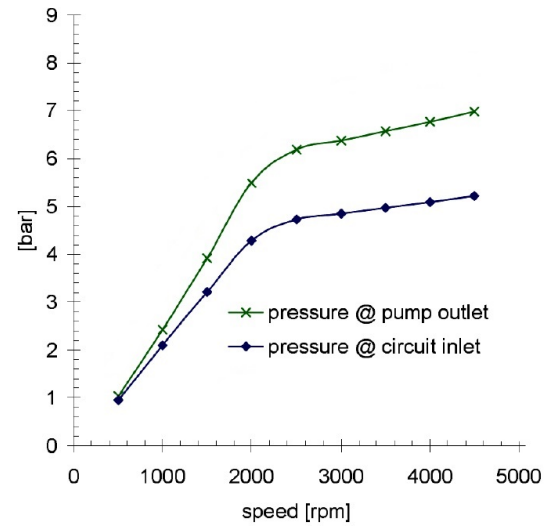


Figura 2.27: Pressão fornecida pela bomba de óleo ao motor. Adaptado [18].

Capítulo 3

Otimização do produto-processo de uma bomba de óleo de caudal ajustável

3.1 Introdução

Neste capítulo procedeu-se a otimização do produto-processo de uma bomba de óleo, de caudal ajustável, para aplicação a motores de combustão interna a partir de um conceito inovador (versão 0, V0) de variação de caudal, previamente concebido no âmbito de um trabalho de investigação desenvolvido no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro [19]. Assim, com base neste conceito inovador [19], procurou-se realizar um conjunto de ações ao nível do desenvolvimento de produto que permitissem uma diminuição do número de peças móveis, uma evolução geométrica e dimensional dos componentes, por forma a serem mais facilmente produzidos, e uma verificação em termos dos limites estruturais dos diferentes componentes para condições de trabalho extremas. Assim, neste capítulo realizou-se uma análise de patentes e de mercado que permitiu avaliar comparativamente diferentes soluções de conceção e tecnológicas para as bombas hidráulicas de aplicação do setor automóvel. Na fase de desenvolvimento do produto realizou-se uma análise funcional e sua hierarquização, procedeu-se à geração de conceitos e sua seleção, estabeleceu-se a arquitetura do novo conceito, realizou-se o dimensionamento preliminar das câmaras de bombagem e pilotagem, estabeleceu-se uma análise do modo de falha e efeito cliente, procedeu-se à modelação geométrica da bomba e, por fim, realizou-se uma análise de custos.

3.2 *Benchmarking*

A análise *Benchmarking* foi utilizada como ferramenta de pesquisa e permitiu fazer a comparação do que é apresentado no mercado. A ideia foi alcançar uma vantagem competitiva através da identificação de uma necessidade, aproveitando a mesma como oportunidade inovadora.

Optou-se por centralizar a pesquisa das bombas de óleo para aplicação no setor automóvel. Neste setor chegou-se à conclusão que as bombas de óleo mais aplicadas têm o seu sistema de funcionamento por engrenagens ou por palhetas. Focou-se ainda a pesquisa

nas bombas de caudal variável que é, conforme já mencionado no capítulo anterior, a tendência dos construtores automóveis.

Utilizou-se o registo de patentes como forma de pesquisa, uma vez que retratam o que foi aplicado no mercado pelos fabricantes, através de novos conceitos de bombas de óleo.

3.2.1 Análise de Patentes

Bombas de Caudal Variável

- Conceito 1 de palhetas com caudal variável, de uso particular para óleo (Figura 3.1).

Esta bomba possui um estator (10), montado com excentricidade em relação ao rotor (9), que é adaptado para girar no seu eixo longitudinal (6). Apresenta uma pluralidade de cavidades radiais (15) onde deslizam, em cada uma destas, as respectivas palhetas (17). São definidas, pelo menos, por duas folhas (25) devidamente sobrepostas e acopladas uma à outra. Pode-se perceber melhor o mecanismo de funcionamento atendendo à figura 3.1 [20].

Tabela 3.1: Referências da patente associada ao conceito 1 [20].

<i>International Publication Number</i>	<i>International Publication Date</i>	<i>Inventors</i>	<i>Applicant</i>
WO 2006/054161 A1	26.05.2006	ASCARI, Ennio CAMPANI, Lorenzo	H.P.E HIGH PERFORMANCE ENGINEERING

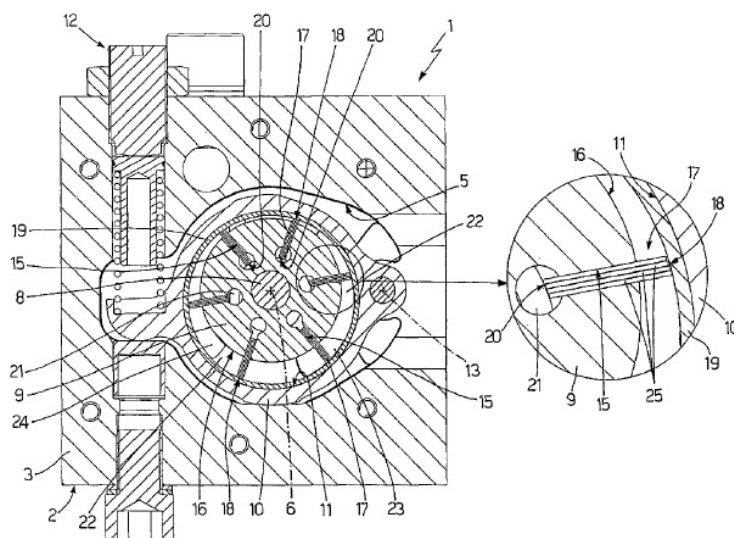


Figura 3.1: Conceito 1 de bomba de palhetas com caudal variável [20]

- Conceito 2 de palhetas com caudal variável com duas câmaras de pressão (Figura 3.2).

Uma bomba de deslocamento variável de palhetas que inclui duas câmaras de pressão de fluido (31, 32). O estator (4) é excêntrico face ao rotor (2) por uma diferença de pressão entre a primeira e a segunda câmara de pressão de fluido (31, 32). Uma válvula de controlo (21) é usada para controlar a pressão da primeira e da segunda câmara de pressão de fluido, de modo a reduzir a excentricidade do estator (4), com um aumento da velocidade de rotação do rotor (2).

Um aumento de pressão no estator significa aumentar a excentricidade, um movimento restritivo do estator define o mínimo de excentricidade [21].

Tabela 3.2: Referências da patente associada ao conceito 2 [21].

<i>International Publication Number</i>	<i>International Publication Date</i>	<i>Inventors</i>	<i>Applicant</i>
EP 2009/0005115 A2	26.05.2006	AKATSUKA KOICHIRO FUJITA TOMOYUKI SHIOZAKI HIROSHI SUGIHARA MASAMICHI	KAYABA INDUSTRY CO LTD

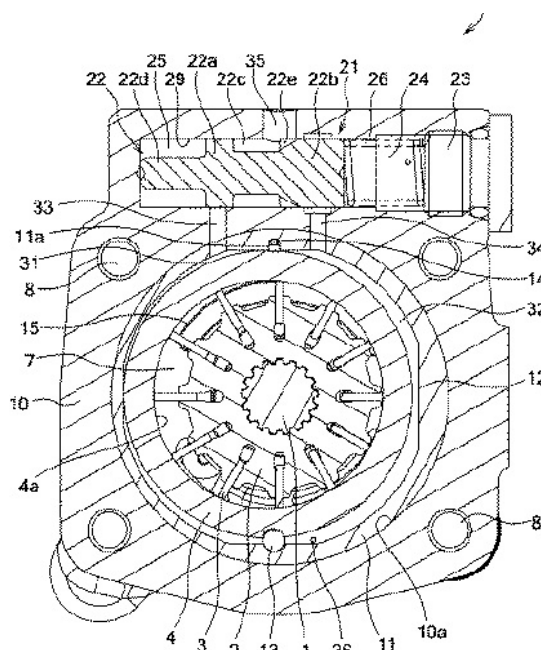


Figura 3.2: Conceito 2 de bomba de palhetas com caudal variável [21].

- Conceito 3 de palhetas com caudal variável, de uso particular para óleo (Figura 3.3).

A arquitetura funcional é semelhante aquela já apresentada nos conceitos anteriores, no entanto varia o seu *lay-out*. Nesta bomba estão posicionados dispositivos (SP1, SP2, IT1, IT2, CV1, CV2) que são adaptados para diminuir os efeitos de atrito entre os componentes funcionais. O primeiro pino (SP1) conduzido até ao corpo principal (11) é utilizado para limitar o atrito entre a parede 20a e a parede 21a,

criando assim um intervalo (MT1).

De forma similar um segundo pino SP2 é utilizado para diminuir o atrito entre duas paredes, sendo entre a superfície 23a e a 24a. O contacto entre as superfícies e os pinos criam intervalos (MT1 e MT2) permitindo a passagem de óleo, o que diminui consideravelmente as forças envolvidas.

Com o mesmo intuito dos pinos , ou seja diminuir o atrito, são colocados 2 insertos (IT1 e IT2).

Por último, são usadas duas pequenas rodas (CV1 e CV2) para que o contacto deixe de ser através do deslize peça com peça, diminuindo o atrito, o que traz vantagens consideráveis. Em detalhe na figura 3.3 [22].

Tabela 3.3: Referências da patente associada ao conceito 3 [22]

<i>International Publication Number</i>	<i>International Publication Date</i>	<i>Inventors</i>	<i>Applicant</i>
WO 2008/065513	05.08.2008	ARMENO, Giacomo LAZZERINI, Massimiliano NOVI, Nicola SQUARCINI, Raffaele	PIERBURG S.P.A

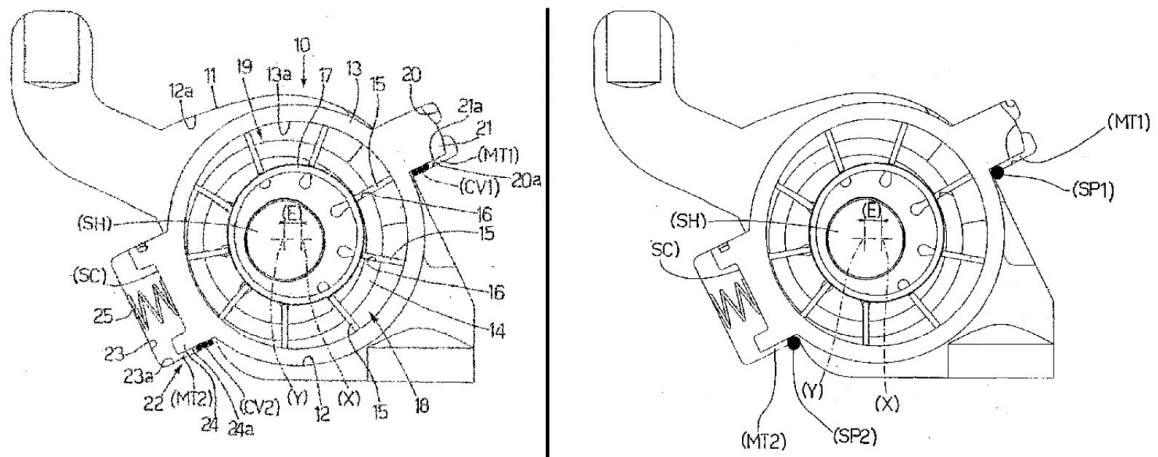


Figura 3.3: Conceito 3 de bomba de palhetas com caudal variável [22].

- Conceito 4 de palhetas com caudal variável, contém um sistema de regulação de pressão de óleo, em função da temperatura (Figura 3.4).

Para além dos constituintes característicos destas configurações, tal como o cárter, o estator, o rotor e o veio, este conceito também possui um sistema de regulação de pressão, um circuito para regulação da pressão do óleo e um orifício de drenagem do óleo, proveniente do cárter. Esta bomba é caracterizada por ter uma peça (23) constituída por um material com memória de forma e uma válvula no orifício de drenagem. É esta válvula que está apta a passar de uma posição em que está pressionada contra a parede do cárter, para uma posição afastada da dita parede, para o exterior cárter [23].

- Conceito 5 de palhetas com variação de ângulo e controlada eletricamente.

Tabela 3.4: Referências da patente associada ao conceito 4 [23].

<i>International Publication Number</i>	<i>International Publication Date</i>	<i>Inventors</i>	<i>Applicant</i>
EP 2 551 525 A2	24.05.2012	Million, Jean-Pierre	Renault S.A.S

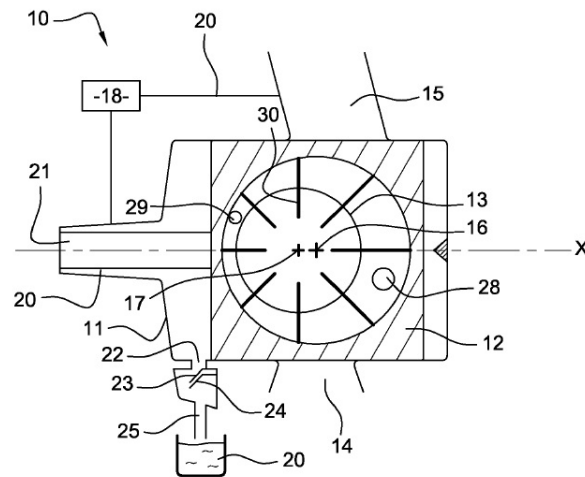


Figura 3.4: Conceito 4 de bomba de palhetas com caudal variável [23].

A presente invenção está relacionada com um controlo elétrico para ajustar o ângulo das palhetas. A bomba controla o débito de acordo com as velocidades do veículo e os ângulos na linha de direção. Capaz de remover componentes como o estator, simplifica-se o percurso do fluído e a estrutura, reduzindo o peso e custo de material, através da implementação elétrica, que controla o óleo que é comprimido na câmara. Dentro desta estão inseridas as palhetas que mudam o seu ângulo [24].

Tabela 3.5: Referências da patente associada ao conceito 5 [24].

<i>International Publication Number</i>	<i>International Publication Date</i>	<i>Inventors</i>	<i>Applicant</i>
KR20140074558 (A)	18.06.2014	PARK KI SUNG SHIN MIN CHUL	HYUNDAI MOTOR CO LTD

- Conceito 1 engrenagens com caudal variável, de uso particular para óleo (Figura 3.5)

Um corpo de suporte, com uma boca de sucção (3) que em utilização é conectada a um tanque de óleo e a uma boca de descarga (4). No corpo de suporte é alojado o rotor mandante (6) e o rotor mandado (7). Giram em volta dos seus próprios eixos (12, 13), com a função de transmitir óleo da boca de sucção (3) para a boca de descarga (4). Os rotores são cada um compostos por conjuntos (6, 7), de rodas dentadas (10, 11), sobrepostas axialmente. Cada uma das rodas engrena com uma

roda correspondente (11,10) do outro conjunto.

Em utilização, os conjuntos têm uma primeira fração das rodas (A) que pode rodar e uma segunda fração que está fixa (B). A espessura axial de cada um dos conjuntos é variável, por meio de uma unidade de regulação (25), de acordo com a pressão de descarga. Pode-se encontrar este mecanismo em detalhe na figura 3.5 [25].

Tabela 3.6: Referências da patente associada ao conceito 1 [25].

<i>International Publication Number</i>	<i>International Publication Date</i>	<i>Inventors</i>	<i>Applicant</i>
EP 1 213 481 A1	12.06.2002	-	FIAT AUTO S.P.A

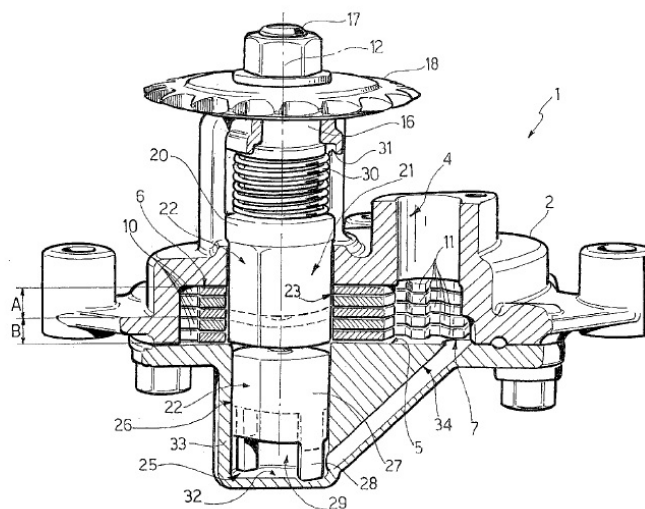


Figura 3.5: Conceito 1 de bomba de engrenagens com caudal variável [25].

- Conceito 2 de engrenagens com caudal variável, de uso particular para óleo (Figura 3.6).

Constituída por um cárter cilíndrico (2), onde é acionada uma cambota que transmite o movimento às engrenagens (10,12) através de uma abertura (8) localizada numa chumaceira, sendo esta montada no cárter. É caracterizada por rodas dentadas alojadas integralmente num espaço (16) maquinado no cárter cilíndrico (2) e no apoio da chumaceira (6). Tal como os restantes exemplos esta bomba de óleo é para aplicação num veículo automóvel [26].

- Conceito 3, controlador de uma bomba de óleo de caudal variável (Figura 3.7)

A invenção desta bomba patenteia um controlador de uma bomba de óleo de caudal variável. Existem duas portas para a descarga e usa 3 engrenagens (rotores) como meio de garantir as duas fontes de descarga de óleo. Como resultado ocorre uma facilidade na redução do atrito, enquanto mantém as características da pressão do óleo.

Quanto ao mecanismo de funcionamento, esta é constituída por um rotor externo

Tabela 3.7: Referências da patente associada ao conceito 2 [26]

<i>International Publication Number</i>	<i>International Publication Date</i>	<i>Inventors</i>	<i>Applicant</i>
EP 1 674 676 A2	28.06.2006	Portela Garnika, Gonzalo Allart, Nicolas	RENAULT S.A.S

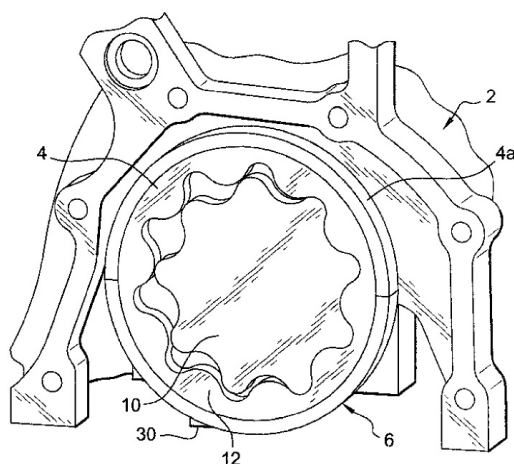


Figura 3.6: Conceito 2 de bomba de engrenagens com caudal variável [26].

e um rotor interno. A primeira passagem de óleo para a descarga ocorre do rotor externo para o motor e o retorno do óleo ocorre para uma entrada do rotor externo. A segunda descarga ocorre no rotor interno para o motor e o retorno para uma entrada desse mesmo rotor. Existe uma válvula de pressão que está alojada entre uma porta de descarga do rotor interno e a passagem da primeira descarga [27].

Tabela 3.8: Referências da patente associada ao conceito 3 [27].

<i>International Publication Number</i>	<i>International Publication Date</i>	<i>Inventors</i>	<i>Applicant</i>
EP 1 961 961 A2	27.08.2008	Kai, Keiichi Fujiki, Kenichi Ono, Yasunori	Yamada Manufacturing Co.,Ltd

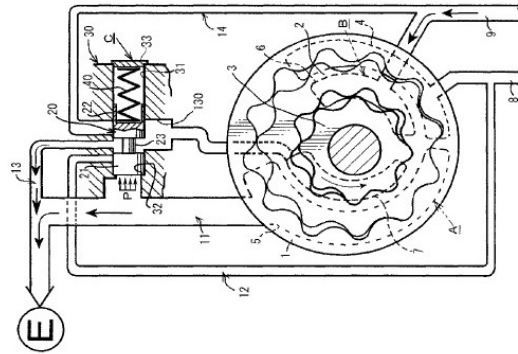


Figura 3.7: Conceito 3 de bomba de engrenagens com caudal variável [27].

- Conceito 4, bomba planetária com caudal variável (Figura 3.8)

Uma bomba de engrenagens com um sistema planetário tem uma coroa engrenada com as várias rodas satélite. O espaço entre a engrenagem central rotativa, ou pinhão, e a engrenagem de anel circunferencial, ou coroa, varia em área de secção transversal, de modo a formar uma câmara de bombagem. Comunica com as portas de entrada e de saída para permitir a bombagem de fluido através do mesmo. A forma variável da câmara de bombagem é conseguida através da utilização da coroa e do pinhão não concêntricos e a excentricidade da câmara é conseguida através da ovalização das rodas satélites [28].

Tabela 3.9: Referências da patente associada ao conceito 4 [28]

<i>International Publication Number</i>	<i>International Publication Date</i>	<i>Inventors</i>	<i>Applicant</i>
US 3870437 A	11.03.1975	Gondek, Jonh T	-

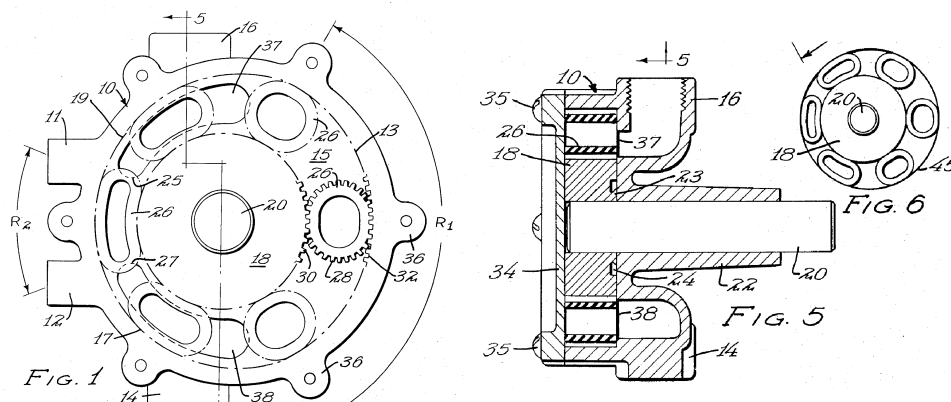


Figura 3.8: Conceito 4 de bomba de engrenagens com caudal variável [28].

Bomba de Engrenagens de Caudal Fixo

Esta invenção refere-se a um *assembly* de rotores para uma bomba de óleo que aspira e faz o bombeamento de um fluido, através da mudança de volume da células formadas entre o rotor interno e o rotor externo.

Esta patente está ligada à otimização de uma bomba em termos sonoros. Se o perfil da extremidade dos dentes que fazem contacto for devidamente engrenado tem como efeito uma melhoria significativa ao nível do ruído.

Os rotores (10, 20) são feitos de forma a que o rotor interno, com "n" dentes, tenha o perfil dos dentes e os espaço entre eles com uma forma de curva cicloide . Isto é garantido através de pequenas circunferências, A_i e B_i , para os dentes e para o espaço, respetivamente. Estas são distribuídas numa circunferência que serve de base de referência , D_i . Para o rotor externo, com "n + 1" dentes, utiliza-se a mesma técnica das circunferências com menor diâmetro (A_o e B_o) ao longo de D_o , de tal maneira a garantir as seguintes equações segundo a referência [29]:

$$\varnothing B_o = \varnothing B_i \quad (3.1)$$

$$\varnothing D_o = \varnothing D_i \cdot \frac{n+1}{n+t} \cdot \frac{n+1}{n+2} \quad (3.2)$$

$$\varnothing A_o = \varnothing A_i + \frac{t}{n+2} \quad (3.3)$$

Tabela 3.10: Referências da patente associada ao conceito 5 [29].

<i>International Publication Number</i>	<i>International Publication Date</i>	<i>Inventors</i>	<i>Applicant</i>
EP 1 340 914 A2	26.02.2003	Hosono, Katsuaki Niigata-shi, Niigata-ken	Mitsubishi Materials Corporation

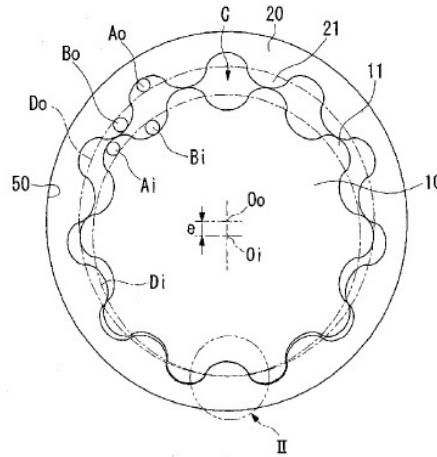


Figura 3.9: Conceito de bomba de engrenagens com caudal fixo [29].

3.2.2 Soluções Comerciais

Com base no trabalho previamente elaborado para este tema enunciam-se empresas relevantes no mercado de bombas de caudal variável:

- *SHW AG*
- *Pierburg kspg*
- *Scherzinger*
- *TCG Unitech*
- *Concentric*
- *SLPT Automotive*
- *PMG*

Fez-se posteriormente uma pesquisa onde foi possível encontrar mais empresas que trabalham exclusivamente para o setor automóvel. Apresenta-se de seguida o resultado da pesquisa:

- | | |
|----------------------------------|---|
| • <i>Bosch</i> | • <i>AISIN</i> |
| • <i>Melling</i> | • <i>Hitachi</i> |
| • <i>SLPT Global Pump</i> | • <i>Schadek</i> |
| • <i>Stackpole International</i> | |
| • <i>Yamada Europe Co.,Ltd</i> | • <i>Auto Verdi</i> (Especialização no fabrico de bombas de óleo para automóveis de competição) |
| • <i>Mahle</i> | |

São evidenciados alguns exemplos acerca da preocupação das marcas do setor automóvel com a eficiência das bombas de óleo, onde a tendência é cada vez mais optar por bombas de caudal variável.

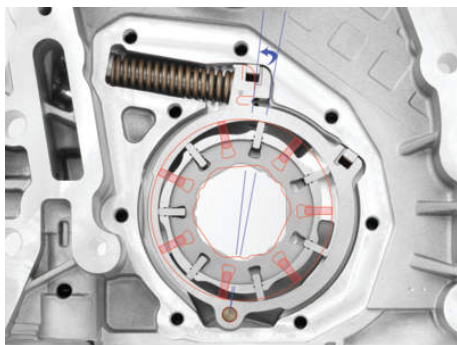
Para o caso do *Opel Insignia* é afirmado pela marca que a bomba de óleo, de débito variável, alimenta o motor com a quantidade necessária de lubrificante consoante os regimes de carga. O funcionamento desta bomba está em articulação com o sistema de arrefecimento. Em condições de serviço, o motor é arrefecido com água a 90 °C; em carga parcial (velocidade constante), a temperatura do motor é mantida nos 105 °C, o que reduz ligeiramente a viscosidade do óleo e, conseqüentemente, produz uma redução de atrito no interior do motor.

A novidade das unidades de bombeamento de combustível da *Continental* é um comando eletrónico. Enquanto que nas unidades convencionais de bombeamento, a bomba de combustível funciona continuamente a uma determinada rotação, a nova versão, com o mesmo tamanho de construção, comunica com o controlo do motor e ajusta a rotação da bomba conforme a necessidade de combustível do motor. Com efeito reduz-se o consumo de combustível e a emissão de CO_2 . Pode-se economizar entre um a 2 gramas de CO_2 por quilómetro.

Nos últimos 3 anos, o número de carros de produção com bombas de caudal variável

tem vindo a aumentar gradualmente, com os fabricantes preocupados em melhorar a eficiência do motor, a fim de atender aos padrões da economia cada vez mais rigorosos.

Os grupos GM e *Volkswagen* (grupo V.A.G) usam este tipo de bombas na produção dos seus automóveis, embora as configurações usadas sejam diferentes. No grupo V.A.G as bombas são de engrenagens com dentado interior - *Gerotor type*, onde um rotor interno e outro externo são usados para fazer a bombagem de óleo. No grupo GM é usado no motor de *1400cc turbocharged I4 Ecotec* uma bomba de palhetas. Estas, por regra, são utilizadas em situações onde fluídos de baixa viscosidade precisam de ser bombeados e, como consequência, são bombas mais complexas, logo também têm um maior custo associado, quando comparadas com as bombas de engrenagens. Tendencialmente estas configurações não são tão usadas para aplicações em automóveis, no entanto tem-se registado um aumento das mesmas neste setor devido a uma maior eficiência quando comparadas às bombas de engrenagens. Consegue-se uma variação do caudal de saída muito semelhante entre a bomba da VAG e da GM.



(a) Bomba de palhetas caudal variável aplicada no motor GM LT1, com controlo duplo de pressão que serve para melhorar a eficiência da bomba a baixas pressões [30].



(b) Bomba do tipo Gerotor de caudal variável usada no motor *Cruze's Ecotec 1.4-L turbocharged* que reduz a cilindrada no arranque e a altas velocidades [30].

Figura 3.10: Bombas de caudal variável

Nos motores 1.5 DCI, da *Renault*, pode ser encontrado o produto presente na figura 3.11. A bomba é constituída por 7 palhetas que pressurizam o óleo. Esta é de caudal variável e, como tal, utiliza um mecanismo simples para o efeito que consiste na variação radial da excentricidade do estator. Este desloca-se consoante as necessidades do motor afastando-se o máximo para baixas rotações com o fim de permitir maior fluxo bombeado e quando as necessidades do motor decrescem, em altas velocidades, este ajusta o estator para diminuir a quantidade de óleo bombeado.

As bombas de óleo para aplicações automóveis são geralmente em ligas de alumínio ou ferro fundido com elementos em aço. O cárter e as tampas são maquinados em CNC. As peças de alumínio são anodizadas antes do revestimento com fosfato ou manganês para melhor adesão.

Uma típica bomba de caudal variável para aplicação automóvel pode ser produzida em pós metálicos sinterizados. É uma boa escolha, porque permite uma grande variedade

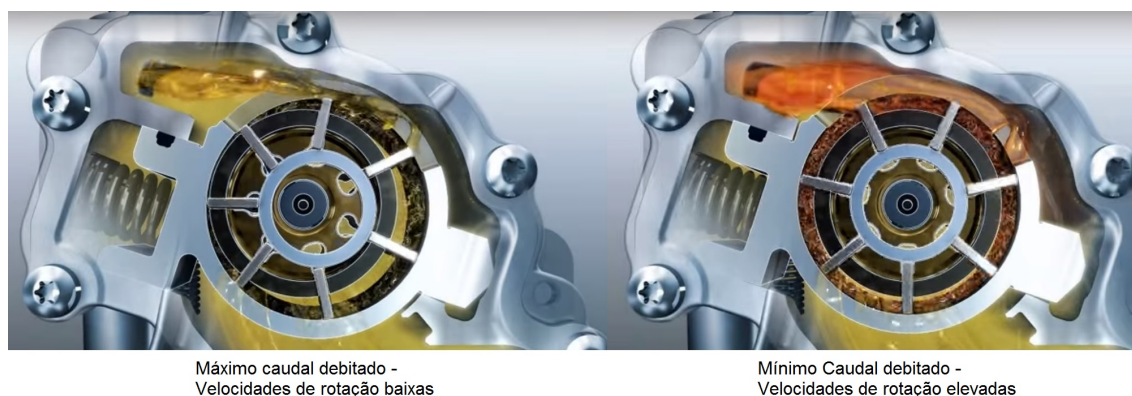


Figura 3.11: Solução comercial da *Renault* para bomba de óleo de caudal variável [31].

de geometrias, com muito poucas perdas de material. Em alguns casos, os componentes são sujeitos a tratamentos térmicos para melhorar algumas propriedades.

São apresentadas na tabela 3.11 exemplos de bombas comerciais que se encontram disponíveis no mercado com detalhe para o respetivo peso.

Tabela 3.11: Peso de algumas bombas.

Bombas de óleo	Peso (Kg)
Bomba do Porsche GT III	3.40
Bomba 8 cil. gasolina (TCG Unitech)	2.10
Bomba de caudal variável 6 cil. gasolina (TCG Unitech)	2.30
Bomba de engrenagens 4 cil. gasolina (TCG Unitech)	1.34
Aisin OPT-073	1.72
Melling M295	0.91

Em relação aos preços praticados fez-se um pequeno estudo usando 3 marcas de referência implantadas no mercado.

Tabela 3.12: Preços praticados por alguns fabricantes.

Fabricante	Preço mais baixo (€)	Preço mais elevado (€)	Preço médio (€)
AISIN	63	280	142
MAHLE	87	380	144
MELLING	21	112	67

Uma fonte de poupança de energia numa bomba é o seu controlo eletrónico. Controlos tradicionais com molas não permitem uma estratégia específica dependendo das condições de trabalho. No sentido de variar o caudal de acordo com uma situação, as bombas de óleo podem ser controladas por atuadores electro-hidráulicos que alteram os volumes das câmaras. A maioria dos atuadores usa um sinal modulado de largura de impulso para controlar a posição atual e algumas ferramentas de verificação podem exibir um PID para a posição do atuador. Estes dispositivos, através da receção de informação da centralina, podem controlar a bomba para corresponder de acordo com um mapa, pré-determinado, baseado na temperatura do óleo, na força do motor, na velocidade etc. Na figura 3.12

apresenta-se um gráfico que apresenta a regulação do caudal e pressão de acordo com as necessidades.

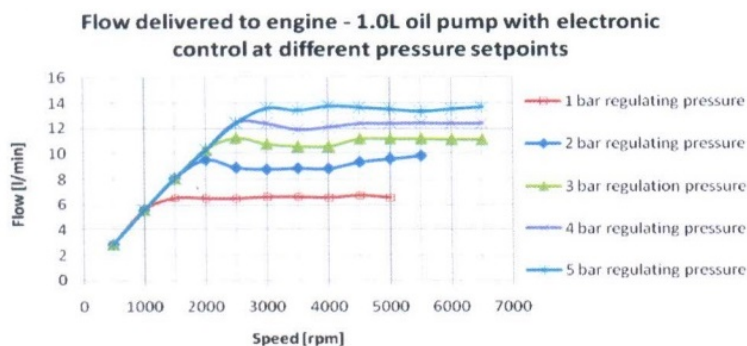


Figura 3.12: Possibilidades de variar o caudal de saída / pressão com o uso do controlador electro-hidráulico [17].

3.3 Análise Funcional

Começou-se por fazer uma análise funcional ao sistema de lubrificação, que pode ser compreendida com auxílio das figuras 3.13 e 3.14. A bomba de óleo (1) aspira para o cárter e faz o óleo entrar no circuito com uma pressão, que é função do conjunto de débitos controlados. A pressão é regulada, independentemente da velocidade de rotação do motor, pela válvula de descarga. (7)

O óleo é filtrado pelo *by-pass* (8), cujo papel é permitir a circulação do óleo, apesar do entupimento do filtro (2).

As canalizações principais (3 e 4) permitem a distribuição do óleo sobre pressão aos elementos que necessitam de lubrificação.

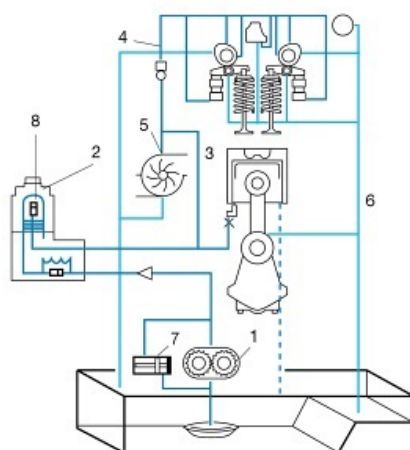


Figura 3.13: Ilustração do sistema de lubrificação para um motor de combustão interna. Adaptado de [32].

Apresenta-se na figura 3.14, um diagrama que pretende representar as funções que o sistema de lubrificação para um motor de combustão interna deverá assegurar.

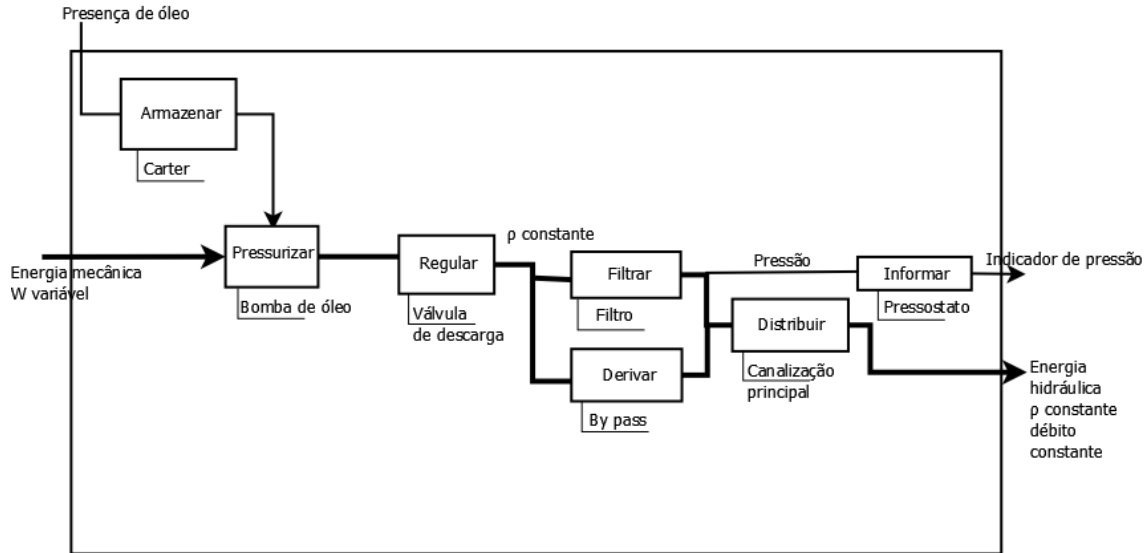


Figura 3.14: Diagrama funcional do sistema de lubrificação. Adaptado de [32].

Após a análise feita ao sistema de lubrificação ficou-se com uma ideia geral das funções que este tem de cumprir. Especificam-se agora as funções para o elemento bomba de óleo, que é o objeto de estudo de interesse. Para tal, elaborou-se um diagrama funcional em que se posiciona o corpo da bomba no centro. Estudou-se a forma como os fatores, que podem ser de origem externa, ou interna, interferem com o corpo da bomba e a relação entre eles.

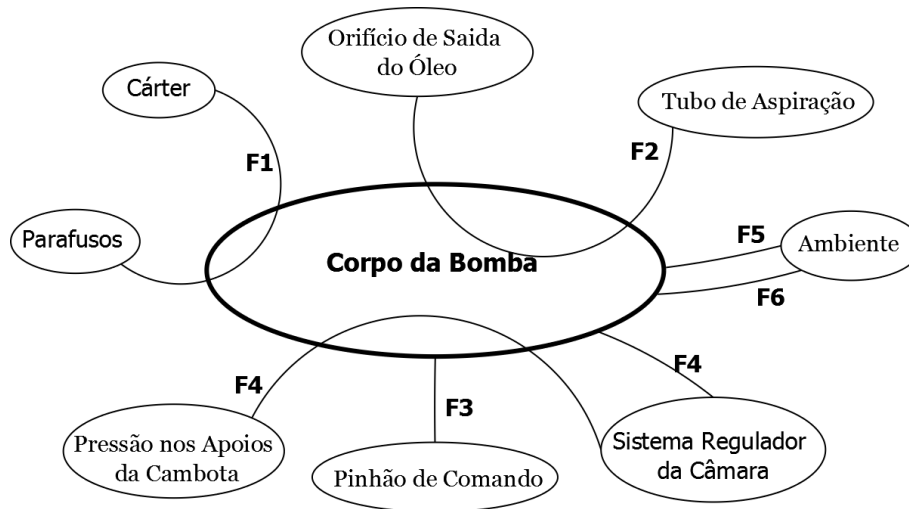


Figura 3.15: Diagrama funcional da bomba de óleo.

Cada balão do diagrama 3.15 encontra-se ligado por uma função, sendo estas discriminadas em seguida:

- F1 - Fixação
- F2 - Pressurização
- F3 - Acionamento
- F4 - Regulação do nível de pressão / caudal
- F5 - Vedação
- F6 - Resistir às agressões do meio exterior (Temperatura, humidade)

No sentido de hierarquizar as funções recorreu-se ao Diagrama de *Mudge*. Este distingue a sua importância para o cliente, não tendo em conta os meios, nem os custos. Cada função é comparada em termos de grau de importância com as restantes.

F1	F2	F3	F4	F5	F6	Total	%	Imp.
F1	F2 2	F3 0	F1 2	F5 0	F1 0	4	16,0	4
	F2	F3 1	F2 2	F2 2	F2 3	8	32,0	1
		F3	F3 2	F3 1	F3 2	5	20,0	3
			F4	F5 3	F4 3	6	24,0	2
				F5	F5 2	2	8,0	5
					F6	0	0	6

Figura 3.16: Diagrama de *Mudge* como meio de hierarquização das funções.

Analisando o diagrama exposto na figura 3.16 pode-se concluir que a função de maior relevo será a pressurização, seguida pela regulação do nível de pressão e caudal. Estas podem ser consideradas as funções primárias. Nas funções secundárias, encontra-se em primeiro lugar o acionamento e depois pela ordem do diagrama segue-se a fixação, a vedação e a capacidade de resistir ao meio exterior.

3.4 Geração e Seleção de Conceitos

Procuraram-se diferentes soluções de projeto para dar resposta a cada uma das funções. A estratégia adotada foi com base na análise *Benchmarking* e na recolha de patentes retiradas na secção anterior. Assim, com as soluções de projeto já existentes foi recolhido um *background* genérico.

As tabelas 3.13 e 3.14 apresentam um conjunto de soluções existentes que pretendem dar resposta a cada uma das funções selecionadas, como primárias e secundárias, respetivamente. Com o intuito de se chegar a um produto diferenciado estudou-se algumas soluções inovadoras.

Dentro das possíveis configurações que existem para as bombas de óleo, no setor automóvel, as mais usadas em motores de combustão interna, são as de engrenagens e

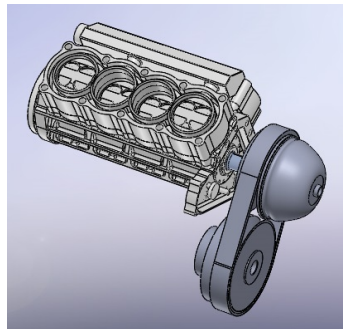
Tabela 3.13: Geração de conceitos para as funções primárias.

Função de Serviço	Soluções Técnicas Existentes	Soluções Técnicas Inovadoras
Pressurização	Engrenagens e palhetas de caudal fixo	Engrenagens e palhetas de caudal variável
Regulação do nível de pressão/caudal	Mecânico Hidráulico	Electro-hidráulico (Servo-válvulas)

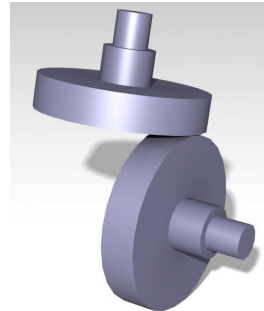
as de palhetas. A configuração de palhetas com caudal variável objeto de estudo e, por isso, a solução adotada. Para a regulação do nível de pressão/caudal compreende-se que a tendência está na utilização de controlos electro-hidráulicos e houve a preocupação de se fazer pesquisa nesse sentido (ver secção *Benchmarking*). No entanto, como área de estudo não passa pelo desenvolvimento de servo-controlador, optou-se para esta bomba por uma regulação hidráulica, com medição direta do óleo na cambota e ligação à bomba através de um orifício para o efeito, que dá resposta consoante as necessidades.

Tabela 3.14: Geração de conceitos para as funções secundárias.

Função de Serviço	Soluções Técnicas Existentes	Soluções Técnicas Inovadoras
Fixação	Fixação em linha com a cambota Alojamento no cárter (ligações aparafusadas)	
Vedação	Tampas máquinas em CNC (tolerâncias mais exigentes) O-rings e outros elementos de vedação Molas	Junta PTFE Revestimentos de diamante Anéis compósitos blindados (fibra de carbono/epoxy)
Resistir às agressões do meio	Ligas de alumínio anodizadas em manganês ou fosfato Ferro fundido	Tratamentos térmicos especiais para soluções com requisitos técnicos especiais
Acionamento	Diretamente na cambota Através de um pinhão ligado à correia de acionamento	Aplicação da tecnologia de transmissão CVT em ligação com a cambota Discos perpendiculares com variação contínua de velocidade angular



(a) Aplicação de uma transmissão CVT ao acionamento.



(b) Discos de variação contínua de velocidade angular

Figura 3.17: Exemplos aplicações para acionamento

Em relação às funções secundárias, observando a tabela 3.14, para a fixação, optou-se por um alojamento no cárter em detrimento da fixação em linha com a cambota, sendo

esta última mais utilizada para o caso das engrenagens, especificamente no caso do rotor.

Para a vedação todas as soluções técnicas existentes serão aplicadas na bomba, pois são processos e elementos fundamentais a qualquer componente mecânico. Quanto às soluções inovadoras apresentadas, as juntas PTFE, comumente denominado *Teflon*, põe-se em hipótese a sua utilização como segundo elemento de vedação. Os revestimentos a diamante e os anéis compósitos blindados são rejeitados para o produto em causa por uma questão de custo.

A capacidade de resistir às agressões do meio relaciona-se diretamente com o acabamento dado ao produto e optou-se por um corpo da bomba com ligas de alumínio com revestimento de manganês ou fosfatos e elementos interiores em aço, como por exemplo, Ck 35/45 e em casos de mais requisitos de tensão, por exemplo, um aço 30 CrNiMo 8. Devido ao peso e uma vez que um bloco de alumínio cumpre os requisitos necessários para uma bomba de óleo descartou-se o ferro fundido para o corpo.

Para o acionamento, no caso mais simples, selecionou-se diretamente na cambota, ou através de um pinhão engrenado à corrente de acionamento. Pensou-se em duas soluções inovadoras sendo que a primeira, onde se aplicaria a tecnologia CVT ao acionamento, exige estudo, mas põe-se de parte à partida, devido aos constrangimentos dimensionais, uma vez que seria uma solução volumosa. Os discos perpendiculares com variação contínua de velocidade angular é uma solução mais compacta e simplificada, que poderá ser aplicada.

3.5 Arquitetura de produto

Depois de gerado o conceito impera estabelecer a arquitetura previsional da bomba de óleo, de forma a poder ser integrada num motor de combustão automóvel. O objetivo passou pela descrição dos elementos funcionais de uma forma esquemática, antes de estes passarem a elementos tecnológicos. Este esquema integra os elementos funcionais organizados em blocos e a forma como estes interagem.

Uma característica valorizada na arquitetura do produto é a modularidade e como resultado existem 2 tipos de modularidade na bomba. A modularidade do tipo *Slot*, onde a interface do corpo e os restantes elementos tem rasgos que alojam peças e poderá ter um configuração diferente. Um exemplo deste tipo de modularidade será o rasgo que o corpo tem para alojar o estator. Também é possível encontrar a modularidade do tipo *Bus*, onde a interface do corpo entre os diferentes elementos é igual e não é possível mudar a montagem dos componentes [33].

O diagrama estabelecido para a arquitetura do produto do conceito em questão pode ser observado na figura 3.18.

Com vista à compreensão do princípio de funcionamento explicado em 3.5.2 é necessário conhecer qual o conceito desenvolvido e a nomenclatura associada ao mesmo, com o objetivo de um entendimento mais rápido. Para isso apresenta-se uma figura (3.19 com os componentes de interesse para que o caudal seja variável.

Atendendo à figura 3.19 é relevante visualizar-se como os componentes estão dispostos

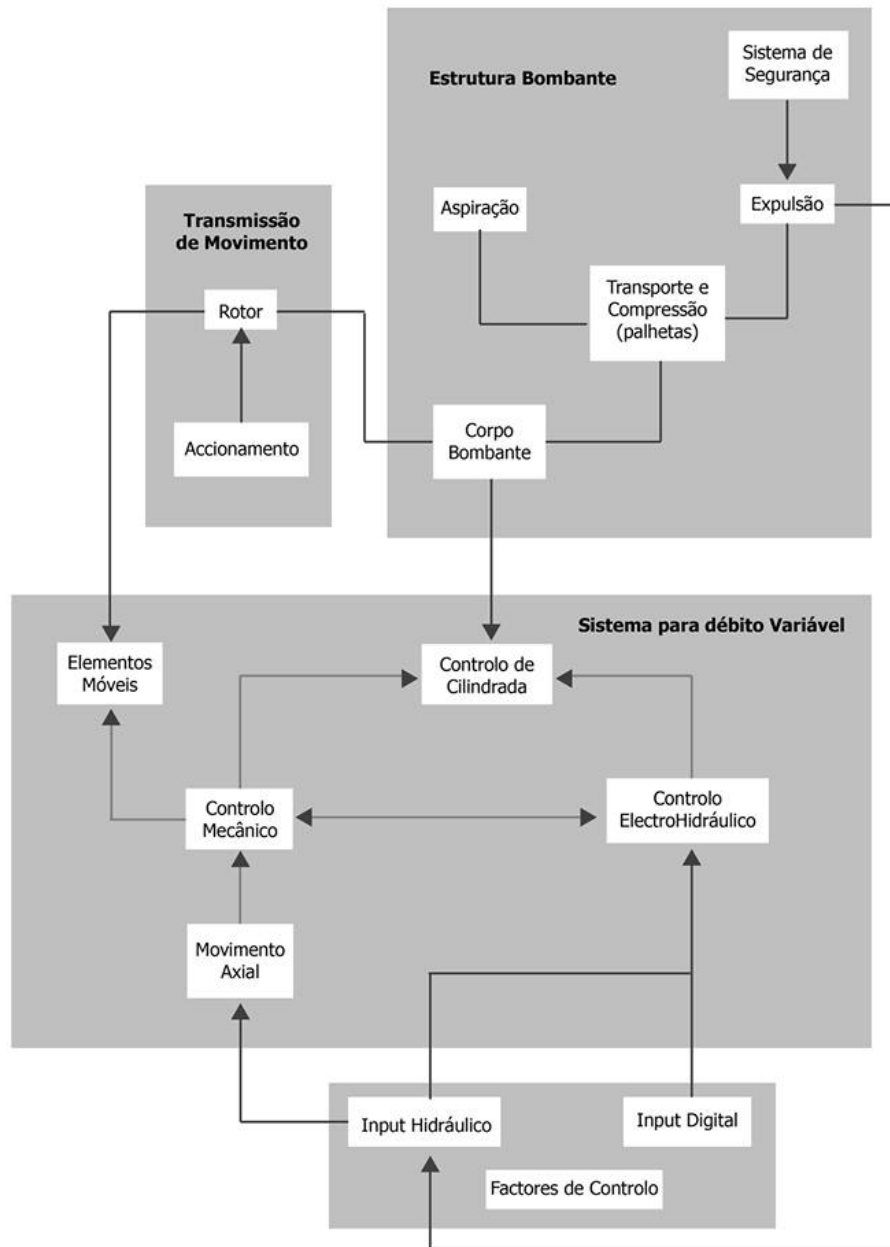


Figura 3.18: Diagrama de Arquitetura do Produto

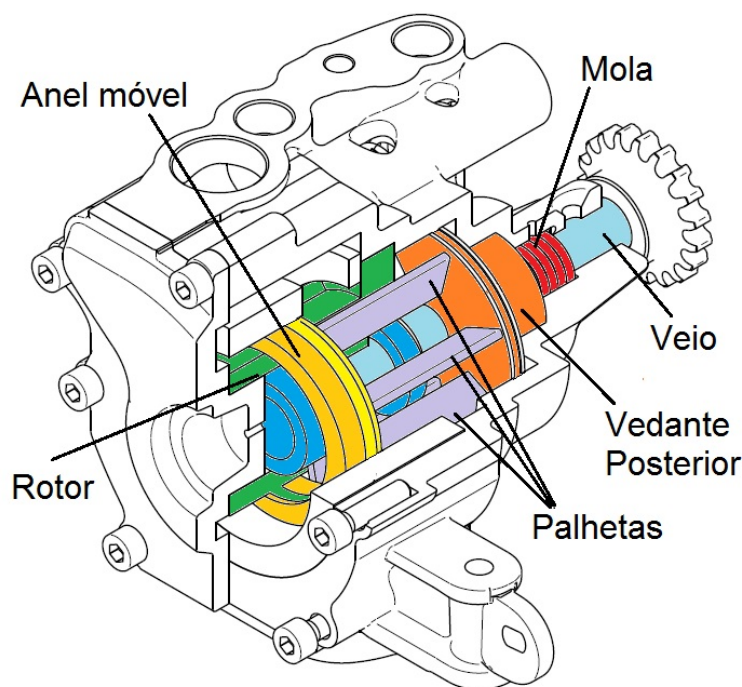


Figura 3.19: Componentes fulcrais para a funcionalidade do mecanismo.

e explicar-se a forma como se conectam entre eles. O rotor (verde) aloja as palhetas (cinzento) e que por sua vez encontra-se ligado ao veio de acionamento (azul claro) por forma a realizar movimento rotativo. As palhetas estão suportadas pelas 2 anilhas (azul escuro). O anel móvel está diretamente ligado às palhetas, mas permite a rotação das mesmas, no entanto, no caso de ser empurrado, imprime movimento às palhetas e, por consequência, ao vedante posterior (laranja), que também pode contrariar este movimento e empurrar de volta o conjunto palhetas/anel móvel, com o auxílio da mola (vermelho).

3.5.1 Dimensionamento das Câmaras de Bombagem

Para o dimensionamento das câmaras de bombagem foi tido em conta os requisitos de uma bomba, em função das necessidades do motor. Estas necessidades não são iguais e deste modo existem gráficos que demonstram a diferença entre as necessidades do motor e as *output* da bomba, em função das velocidades de rotação. Examinar o estado da arte acerca desta temática.

Consultou-se a bibliografia especializada em [18], conforme se pode ver na figura 3.20. Simulou-se o caudal, e pressão à saída e no circuito, com óleo a 105°C.

Com vista à otimização da bomba, para os cálculos analíticos que dizem respeito ao dimensionamento das câmaras, recorreu-se ao gráfico da figura 3.20, para estabelecer quantos litros debitará uma bomba de caudal variável, em função da velocidade de rotação do motor e construiu-se uma tabela (3.15) com estes valores.

Analisando a tabela 3.15 é possível perceber que foram retirados valores até as 4000 rotações por minuto. A razão que se prende com esta limitação relaciona-se com o tipo de motor, onde se pretende aplicar a bomba em estudo e, por isso, não é de interesse

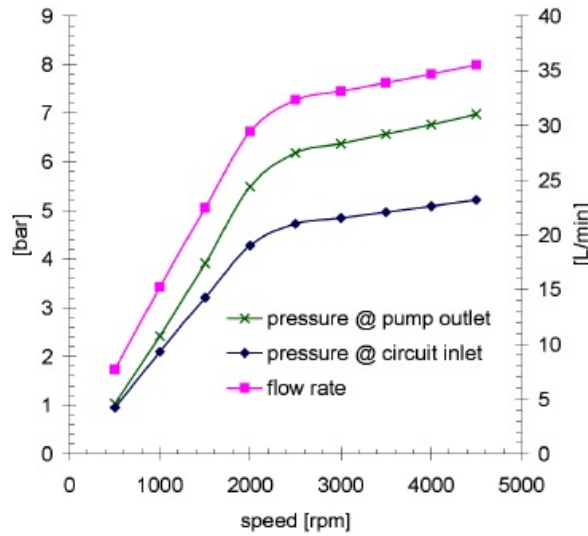


Figura 3.20: Relação da pressão e do caudal com a velocidade de rotação para uma bomba de caudal variável [18].

Tabela 3.15: Valores de referência para o caudal da bomba de óleo representada em 3.20.

Caudal [l/min]	Velocidade de rotação [rpm]	l/rot	l/ câmara
9	1000	0.009	0.0013
19	2000	0.010	0.0014
21	3000	0.007	0.0010
23	4000	0.006	0.0008

analisar valores para velocidades de rotação superiores. As *performances* do motor em causa não ultrapassam estes valores, em condições normais de funcionamento.

Também se pode analisar os restantes valores e passa-se a explicar como foram obtidos. Para se conhecer o volume transportado por rotação, dividiu-se o caudal pela velocidade de rotação e obtiveram-se os litros por rotação. Como se trata do dimensionamento das câmaras e, tendo sempre como referência a bomba da comercial (consultar figura 3.11, em 3.2.2), os litros por rotação foram divididos por 7, que são o número de câmaras existentes na mesma e que se pretendem manter no novo modelo. Assim, a quarta coluna da tabela representa os volume transportado por câmara.

Uma vez que se trata de um projeto em que é solicitado otimização, atendeu-se aquilo que já tinha sido projetado no modelo V0 [19]. Sucintamente os cálculos precedentes foram elaborados em primeira instância com o objetivo de calcular a área máxima, média e mínima das câmaras. Foi também tido em conta a profundidade destas no modelo comercial, de forma que não fosse ultrapassado em larga escala o valor correspondente a 28.35 mm. Através do volume de cada câmara e o comprimento da bomba comercial determinou-se a área máxima de 78 mm^2 , mínima igual a 53 mm^2 e média igual a 68 mm^2 . Com base na dimensão que melhor otimizava o comprimento das câmaras foi atribuído um valor de área e a partir daí foram retirados os comprimentos das câmaras. O valor máximo é de 28.40 mm que é próximo do valor comercial e o mínimo é de 18.46

mm, desta forma o comprimento vai variar 9.94 mm.

Notou-se que os cálculos são uma aproximação da realidade, pelo que não foi contabilizado o óleo que permanece no sistema ao fim de um ciclo da bomba. Em condições ideais o óleo ao fim de um ciclo seria zero, mas não é possível obter este resultado com o sistema em estudo, porque não há meios tecnológicos que o permitam. Mais adiante explica-se como foi obtido esta consideração acerca da recirculação de óleo.

Para se atingir um melhoramento então a nível dimensional da bomba, mas respeitando os requisitos, as áreas foram medidas do projeto já modelado previamente (V0¹). Teve-se em atenção à fisionomia do modelo para medir as áreas, uma vez que existe excentricidade, a área máxima e mínima ocorrem quando as câmaras se alinham com o eixo horizontal do rotor, para uma melhor compreensão atender à figura 3.21.

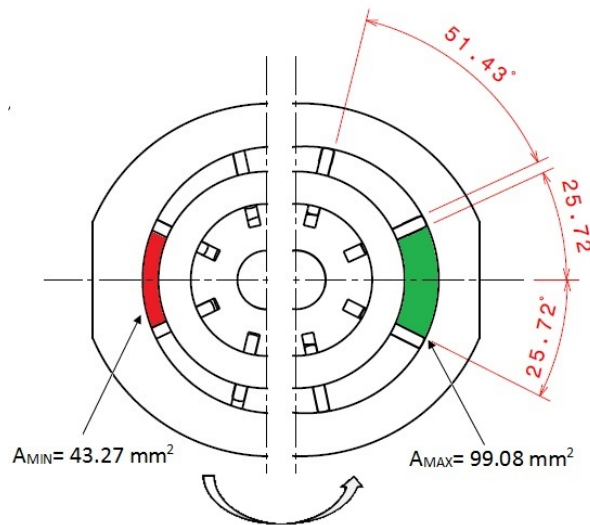


Figura 3.21: Método para determinar a área máxima e mínima das câmaras.

As áreas mínima e máxima encontram-se indicadas na figura 3.21, a vermelho e verde respetivamente. Como já referido acima, é possível afirmar que existe recirculação de óleo. Por essa razão a área transportada por câmara será:

$$A_{TRANSPORTADA/CAMARA} = A_{MAX} - A_{MIN} \quad (3.4)$$

O valor correspondente à subtração foi de 55.81 mm^2 e multiplicou-se por 7, número correspondente às câmaras, sendo o resultado igual a 390.70 mm^2 . Para determinar os comprimentos correspondentes a cada velocidade de rotação foram utilizados os valores da tabela 3.15 para os litros por rotação e fez a conversão para mm^3 multiplicando pela potência de 6.

Apreciando a tabela 3.16 podemos destacar que o comprimento máximo ocorre na zona das 2000 rpm com um valor correspondente a 24.32 mm e o mínimo ocorre às 4000 rpm, com um valor correspondente a 14.72 mm. Daqui se tira facilmente que a diferença de comprimentos terá de ser 9.51 mm. Da modelação geométrica do modelo V0 vinha que o deslocamento axial era de 10.36 mm, ficando este o valor final. Daqui em diante

¹Primeiro modelo desenvolvido no âmbito de uma tese de dissertação [19]

o vedante encontra-se solicitado por forças de compressão provenientes da mola. Como resultado deste posição axial ocorre o máximo deslocamento da mola e a bomba debita mais caudal à saída. Este estágio é para desempenhos do automóvel em que o motor está a trabalhar a baixas velocidades de rotação. Quando a pressão de saída, que entra na câmara anterior 1, é superior à pressão da mola, em adição com a pressão de pilotagem, esta última proveniente das linhas de óleo do cárter, inverte o sentido do deslocamento axial do conjunto. O resultado da inversão de sentido reflete-se numa diminuição do caudal de saída do óleo, permitindo assim um ajuste às performances do motor a velocidades de rotação superiores. É diminuída a energia requerida ao motor para pressurizar o óleo e um resultado imediato é a diminuição das emissões de CO_2 e necessidades de combustível.

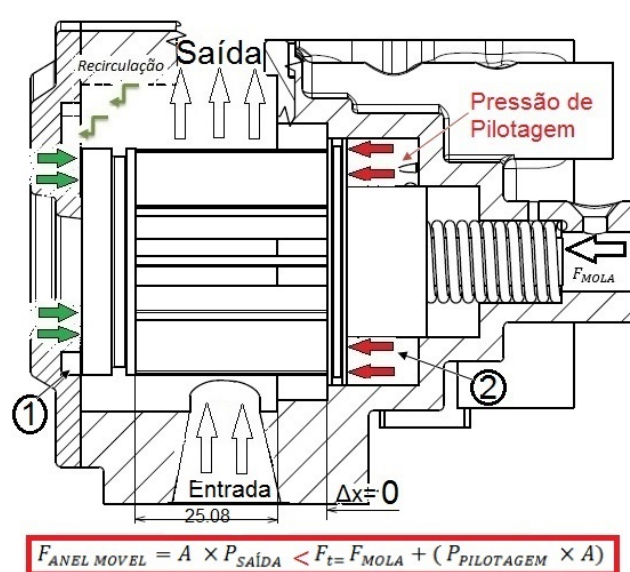


Figura 3.23: Princípio de funcionamento da bomba de óleo para a regulação do caudal (pressão em 2 supera 1).

Com o esclarecimento do princípio de funcionamento da bomba, foi necessário redimensionar o modelo comercial para a nova configuração de variação de caudal. Com este fim foram feitos os cálculos para manter o rácio entre câmaras da bomba comercial. Na figura 3.24 encontram-se sinalizadas as câmaras que permitem a variação de caudal. As câmaras 1 e 2 representadas na figura, correspondem às câmaras anterior e posterior, respetivamente.

Como se pode apreciar na figura 3.24, foram retiradas as cotas relevantes de cada câmara. A câmara 1 tem 13 mm e a câmara 2 tem 28 mm. O rácio entre as 2 cotas medidas é de 0.46. No novo modelo, a área de contacto do anel móvel com a pressão de saída é de $551,12 \text{ mm}^2$. Aplicando o rácio da bomba comercial à área da superfície em contacto do anel móvel, a área pretendida para o vedante posterior será de 1197 mm^2 . Usando o raio externo, anteriormente estabelecido de 24.74 mm, como constante, calculou-se o raio interno que é igual a 15,2 mm. Assim ficou dimensionado o vedante posterior que se poderá observar mais à frente no documento, na secção 3.7.

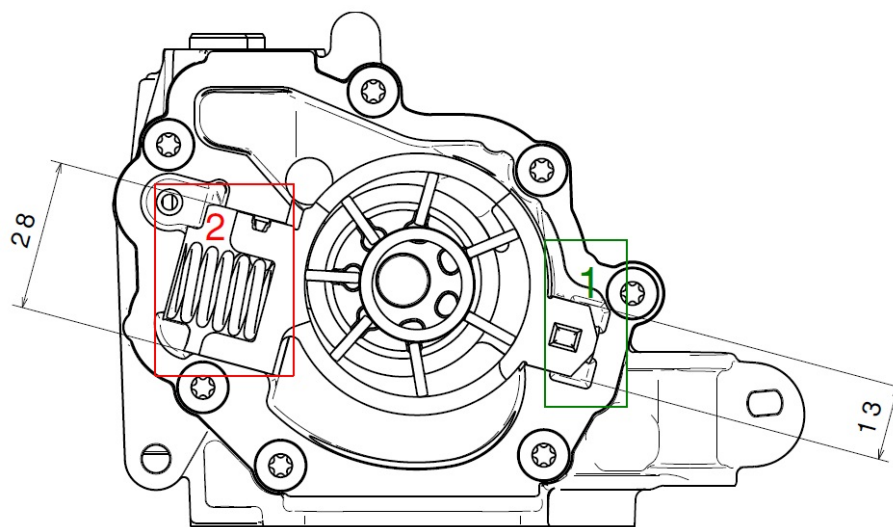


Figura 3.24: Bomba comercial de referência, em destaque as câmaras de variação de caudal.

Dimensionamento da Mola de Compressão

Para permitir que o vedante posterior esteja sempre com pré-carga foi necessário aplicar uma mola de compressão. As características da mola foram ao encontro de 2 grandes fatores. O primeiro prende-se com a necessidade de manter rácio entre as dimensões da mola e a força que exerce, estabelecido na bomba comercial, o segundo tem a ver com as propriedades mecânicas que é necessário estabelecer em qualquer órgão mecânico com movimento, para isso recorreu-se à bibliografia especializada [34]. São visíveis as molas na figura 3.25, do lado esquerdo a mola no modelo comercial e no lado direito a mola no novo conceito.

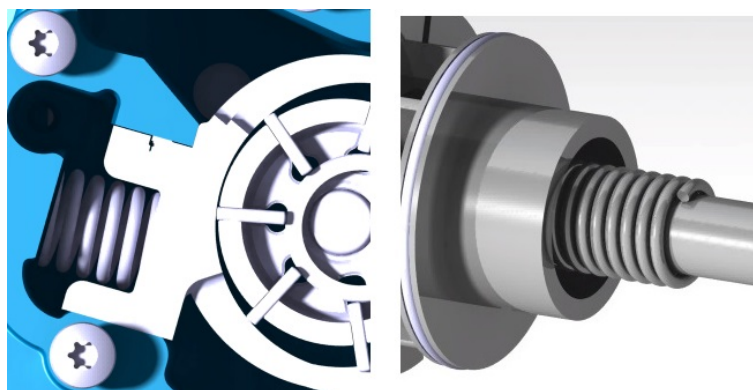


Figura 3.25: Molas de compressão para variação de caudal

Atendendo ao primeiro fator já mencionado acima, surgiu a necessidade de efetuar as medições da mola existente. Daqui concluiu-se que o curso é de 3 mm e o comprimento da mola livre são 17 mm, a distância entre espiras é de 3 mm, o diâmetro da secção das espiras é de 2 mm e o diâmetro da mola é de 13,5 mm. Em proporção e observando que é necessário um curso de 10.36 mm para o novo modelo, facilmente se percebe que são

necessários 56 mm de comprimento livre. Com vista à restrição de espaço na bomba e não se querendo fazer um corpo da bomba desproporcional, foi atribuído um comprimento para a mola aberta com pré-carga de 40 mm e para a mola fechada com carga máxima de 30 mm.

Posto isto é agora necessário dimensionar este componente mecânico à cedência e à fadiga para garantir todas as condições impostas pelo primeiro fator mencionado no parágrafo acima. Atribuiu-se uma força máxima e mínima de 150 N e 75 N, respetivamente, notar que a força máxima já inclui o coeficiente de segurança. Para impor o deslocamento já mencionado de 10.36 mm, já é possível definir a rigidez que é igual a 7.5 [N/mm]. Por outro lado o valor de rigidez da mola pode ser aproximado pela equação 3.5.

$$k = \frac{F}{\delta} \approx \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (3.5)$$

Em que d representa o diâmetro da espira, G o módulo de corte (atribui-se segundo [34], 80 GPa), D o diâmetro da mola e N_a o número de espiras ativas. O índice de esbelteza da mola (C) é definido pelo quociente entre o diâmetro da mola e o diâmetro da espira, geralmente entre 4 e 12, pode ser calculado pela equação 3.7.

$$C = \frac{D}{d} \quad (3.6)$$

onde d é o diâmetro da hélice e D o diâmetro médio do arame. A forma da espira extrema selecionada foi a simplesmente cortada onde o número de espiras total N_t iguala o número de espiras ativas N_a . A título exemplificativo pode se consultar a imagem da figura 3.26.

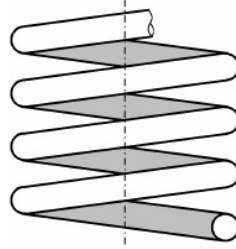


Figura 3.26: Tipo de extremidade escolhida para a mola de compressão. Adaptado de [34].

Está-se agora em condições de substituir a equação 3.7 em 3.5 e obter a condição,

$$\frac{C^3 N_a}{d} = 1333.33 \quad (3.7)$$

poderia-se agora estabelecer uma solução provisória de uma forma simples, no entanto é de interesse dimensionar-se a mola à cedência e por isso impõe-se que a tensão de corte presente na equação 3.8 não exceda a tensão de rotura do material (3.9, esta varia consoante o material de trabalho selecionado.

$$\tau_{max} = \frac{2C + 1}{2C} \frac{8F_{max}D}{\pi d^3} \quad (3.8)$$

Tabela 3.17: Parâmetros de dimensionamento da mola à compressão.

C	d_{min} [mm]	$d_{normalizado}$ [mm]	C_{max}	N_a	D_{max} [mm]
4	1.58	1.6	5.19	33.33	6.32
6	1.93	2	8.03	12.35	11.61
12	2.77	3	17.3	2.31	33.27

$$\sigma_u = \frac{A}{d^m} \quad (3.9)$$

A e m são características do material utilizado, podem ser consultados com recurso à figura 3.27 , onde também se pode observar que o aço escolhido foi o AISI 1065.

Aço	Nº AISI	A (MPa·mm ^m)	m	σ_0/σ_u	τ_0/σ_u
0.6-0.7C EF	1066	1783	0.190	0.75	0.43
0.6-0.7C TR	1065	1855	0.187	0.87	0.50
0.80-0.95C	1085	2211	0.145	0.75	0.43
Cr-V TR	6150	2005	0.168	0.87	0.50
Cr-Si TR	9254	1974	0.108	0.87	0.50

(EF- estirado a frio; TR- têmpera e revenido; FCR- factor de custo relativo)

Figura 3.27: Propriedades dos aços de molas mais utilizadas. Adaptado de [34].

Uma vez que a força máxima já inclui o coeficiente de segurança $F_{max}=150$ N. Está-se agora em condições de enunciar o seguinte:

$$\tau_{max} = \frac{2C+1}{2C} \frac{8F_{max}D}{\pi d^3} \leq 0.5 \frac{1855}{d^{0.187}} \Rightarrow d \geq 0.03((2C+1)F_{max})^{0.55} \quad (3.10)$$

Nesta fase é conveniente realizar um pequeno estudo para delimitar o campo de soluções. Começou por se admitir valores de C dentro do intervalo recomendado e assim calculou-se o diâmetro da espira com recurso a equação 3.10. O valor obtido deve ser arredondado a um valor normalizado que se pode ver com recurso à figura 3.28. Obtém-se depois o valor máximo de C, ou seja o valor de C corrigido com recurso à equação 3.10 e por último o número de espiras ativas. Os resultados estão resumidos na tabela 3.17.

0.10	0.12	0.16	0.20	0.25	0.30	0.40	0.50	0.60	0.80	1.0	1.2
1.6	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	10.0	12.0	14.0	16.0

Figura 3.28: Valores de primeira escolha do diâmetro da espira d [mm]. Adaptado de [34].

Atendendo à tabela 3.17, os resultados expressam que com C=4 daria origem a um elevado N_a , enquanto que com C=12, d seria excessivo e N_a demasiado baixo, assim pode-se concluir que a solução que vai ao encontro do que pretende a todos os níveis será

para um valor de C igual a 6.

O dimensionamento à fadiga também foi realizado para permitir à mola um tempo útil de vida com grau de confiança. Com as forças já determinadas obteve-se a força média $F_m = 112.5$ N e amplitude de variação $F_a = 37.5$ N. Usando estes valores e implementando em:

$$\tau_a = \frac{4C + 2}{4C - 3} \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (3.11)$$

Sendo que $\tau_a = 238.35$ MPa

$$\tau_m = \frac{2C + 1}{2C} \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (3.12)$$

E vem de 3.12 que $\tau_m = 584.15$ MPa. Por outro lado $\tau_u \approx 0.67\sigma_u$ e sabendo o material para a mola, foi possível chegar ao resultado de $\tau_u = 1091.43$ MPa. Para o τ_e e considerando uma mola grenalhada vem a seguinte equação:

$$\tau_e = \frac{398}{1 - \left(\frac{534}{\tau_u}\right)^2} \quad (3.13)$$

E vem de 3.13 que $\tau_e = 523$ MPa. Está-se agora em condições de aplicar o critério de Gerber que prevê se a mola consegue resistir às solicitações por fadiga. Substituindo os valores calculados em cima neste critério, vem que:

$$\frac{\tau_a}{\tau_e} + \left(\frac{\tau_m}{\tau_u}\right)^2 = 0.76 \leq 1 \quad (3.14)$$

conclui-se daqui que a mola resiste adequadamente à fadiga.

3.6 Análise de Modos de Falha e Efeito Cliente

Introdução

Para a realização da análise de modos de falha e efeito cliente do projeto foi necessário alguma bibliografia com especialização para o desenvolvimento de produto. Foram consultadas as referências [33] e [35] com o intuito de fazer uma análise modal de falha e os seus efeitos. Esta é uma técnica sistemática e estruturada que assegura que cada falha seja antecipada através da sua consciencialização e estudo. Com este estudo estruturam-se as ideias com os seguintes objetivos, explicados pelo autor em [33]:

- Determinar os pontos fracos de um sistema ou produto
- Encontrar as causas iniciais das falhas dos componentes
- Analisar as consequências da falha, ambiente, segurança e funcionamento
- Prever ações corretivas na conceção
- Prever plano de peças de substituição e plano de manutenção preventiva
- Fazer dialogar todas as pessoas tocadas pelo projeto (colocar em comum a experiências de cada participante).

Método

Conforme referido anteriormente é necessário experiência dos participantes na elaboração da análise de modo falha e efeito ao cliente e para além disso é um trabalho de grupo. Para tentar contornar este tipo de abordagem foi necessário fazer bastante pesquisa no sentido de encontrar potenciais falhas e ações a tomar no sentido de as resolver. Embora se tenham discutido algumas ideias o método adotado passou pela utilização de uma tabela de relação de componente vs falha.

Tabela 3.18: Relação componente vs falha.

	Danos	Desgaste	Fratura	Aderência	Corrosão	Mau-Ajustamento	Poluição
Estator	1	1	0	1	0	2	0
Rotor	0	1	1	1	0	2	0
Anel Móvel	1	1	1	2	0	1	0
Ved. Posterior	1	1	0	1	0	1	0
Anilha	0	1	0	1	0	1	0
Tampa	1	2	0	2	1	1	0
Mola	0	0	1	0	0	0	0
Corpo	1	2	1	2	1	1	0
Palheta	2	2	1	2	0	1	0
Elastómeros	0	0	0	2	2	0	0
Válvulas	0	0	0	0	2	0	0
Veio	1	1	1	0	0	1	0
Sist. ajuste caudal	1	1	0	1	1	1	2

Para saber que tipo de falhas são as mais comuns, recorreu-se ao autor citado [35]. Na tabela 3.18 foi adotada uma linguagem com princípio binário, onde se pode ver que sempre que existe relação entre o componente e a falha está representado um "1" e sempre que não se verifica um "0". Para dar ênfase determinados tipo de falhas foram representados com "2".

O intuito desta tabela foi no sentido de ser desenvolverem mecanismos de previsão de falhas, impedindo assim a estagnação do pensamento na criação da tabela análise de modos de falha e efeitos. De notar também que esta é uma tabela que serve de preparação, não constituindo assim o processo de análise de falhas propriamente dito. Este foi conduzido para tentar otimizar ao máximo o novo conceito de bomba de óleo de caudal variável. Esta análise não só estabeleceu uma investigação para cada componente principal, bem para o conjunto e líquido lubrificante. Neste foram definidos as falhas, as causas dessas mesmas falhas, os efeitos que provocam, os processos de controlo atuais, as ações recomendadas, a responsabilidade por essas ações e as ações tomadas. Foi também com base na figura 6.1 que foi possível quantificar para cada falha a severidade, a ocorrência e a deteção e posteriormente, depois das ações tomadas, reavaliar esses mesmos fatores de *rating*.

A tabela de análise de modos de falha e efeitos cliente pode ser consultada de seguida. Para complementar a tabela da análise efetuada, no anexo A, podem ser consultados como são estabelecidos os graus de severidade, ocorrência e habilidade para detetar a falha.

Failure modes and effects analysis (FMEA)

Project:

Otimização produto-processo de uma bomba de óleo

Date:

08/10/2015

FMEA Team:

Prepared by:

José Diogo de Frias Rodrigues

SEV = How severe is effect on the customer?
OCC = How frequent is the cause likely to occur?
DET = How probable is detection of cause?
RPN = Risk priority number in order to rank concerns; calculated as SEV x OCC x DET

Item em processo	Modo falha potencial	Efeitos potenciais	S E V	Causas potênciais	O C C	Controlos atuais	D E T	R P N	Ações recomendadas	Responsabilidade	Ações tomadas	N S e E w V	N O e C w C	N D e E w T	N R e P w N
Item	Que falhas podem ocorrer?	Qual é o impacto no cliente se o modo falha não for prevenido ou corrigido?	10	Que efeitos podem ocorrer devido à falha?	10	Quais são os controlos existentes que permitem prevenir o modo falha de ocorrer?	10	1000	Quais são as ações que podem reduzir a ocorrência da causa ou melhorar a sua deteção?	Quem é o responsável pela ação recomendada?	Que ações foram implementadas? (Recalcular RPN)	10	10	10	1000
Lubrificante	Insuficiente lubrificação e/ou lubrificante contaminado	Gripar os componentes da bomba	9	Usar lubrificante inadequado ao sistema ou conservá-lo fora de um sistema limpo, frio e seco. Contaminação por escolha errada do filtro ou negligência na troca do mesmo	3	Verificar a viscosidade do óleo. Mudança obrigatória dos filtros na revisão. Avisos eletrónicos nos automóveis	5	135	Aconselhamento técnico	Cliente e mecânico que presta assistência (imediatamente a seguir a detetar a possível falha)	O cliente deve verificar a data de substituição dos filtros e para a substituição levar a um sítio especializado. O lubrificante deve ser o correto a aplicar e é mandatório ser conservado num local com um sistema de atmosfera controlada	7	2	6	84
Conjunto	Cavitação, Aeração	Defeitos nos componentes em contacto com o lubrificante e pode como consequência danificar os restantes componentes.	8	A aeração pode ocorrer devido à presença de bolhas de ar dispersas que ao comprimirem rompem.se. A cavitação ocorre quando existe falta de fluido hidráulico, entra ar na bomba e provova o efeito da aeração	5	Aumentar o nível do lubrificante no cárter, usar bombas de vácuo que provocam um "boost" que alimenta a bomba principal	7	280	Evitar estranguladores, tal como cotovelos, tentar se possível reduzir o comprimento das linhas. Usar óleo de elevada qualidade e mantê-lo seco	Fabricante e/ou mecânico (imediatamente a seguir a queixo do cliente)	Evitar estranguladores, tal como cotovelos, tentar se possível reduzir o comprimento das linhas. Usar óleo de elevada qualidade e mantê-lo seco	6	3	5	90
Conjunto	Dimuição da performance.	Gripar o motor	8	Fugas internas e externas	3	Notar queda de pressão e por consequência aumento da temperatura. Utiliza-se um termómetro de infravermelhos	7	168	Monotorizar proativamente barulhos fora do comum, temperatura do óleo o tempo dos ciclos	Cliente e mecânico que presta assistência (imediatamente a seguir a detetar a possível falha)	Observação informada é tudo o que é necessário	6	2	8	96

Failure modes and effects analysis (FMEA)

Project:

Otimização produto-processo de uma bomba de óleo

Date:

08/10/2015

FMEA Team:

Prepared by:

José Diogo de Frias Rodrigues

SEV = How severe is effect on the customer?
OCC = How frequent is the cause likely to occur?
DET = How probable is detection of cause?
RPN = Risk priority number in order to rank concerns; calculated as SEV x OCC x DET

Item em processo	Modo falha potencial	Efeitos potenciais	S E V	Causas potênciais	O C C	Controlos atuais	D E T	R P N	Ações recomendadas	Responsabilidade	Ações tomadas	N S e E w V	N O e C w C	N D e E w T	N R e P w N
Tampa	Mau ajustamento, perda da força de aperto, corrosão	Fugas externas. Falha no guiamento das palhetas	6	Uma forma de desgaste pode ocorrer com a aderência entre superfícies , neste caso, entre o rotor, em rotação tangencial com a tampa. Combinação entre atrito e adesão. Se a tolerância de ajustamento estiver alterada o encosto da anilha pode ser comprometido. Os parafusos com a vibração do motor pode se desapertar lentamente.	2	Garantir o cálculo de todas as tolerâncias de ajustamento bem como a realização das mesmas no processo. Garantir uma força de aperto fiável	5	60	Medir os componentes e verificar se as tolerências estão a ser cumpridas. Fazer uma revisão à tampa para garantir que os parafusos se mantêm apertados	Mecânico e/ou fabricante (imediatamente a seguir a queixo do cliente)	Medir os componentes e verificar se as tolerências estão a ser cumpridas. Fazer uma revisão à tampa para garantir que os parafusos se mantêm apertados	1	2	3	6
Corpo	Mau ajustamento, corrosão, dificuldade de montagem	Vibração. A corrosão pode levar à perda de resistência mecânica, pois a espessura diminui e em caso extremo levar a fugas. Manutenção mais cara	6	Montagem deficitária nos apoios do carter ao nível do guiamento e ajustamento. Contaminação do óleo com detritos ou baixa qualidade do óleo, bem como presença de água no mesmo. Necessidade de mais tempo de mão de obra	5	Existência de anéis de guiamento para montagem no carter e orelha que garante mais um apoio suportando-se no cárter. Maquinagem das superfícies de contacto. Ligas de alumínio com tratamentos. Projeto DFM e DFA	3	90	Fazer através de FEM um estudo à vibração com corpo analisando as frequências e amplitudes. Sensibilização da importância na qualidade do óleo para a preservação do sistema. Divulgação do esquema de montagem dos componentes no interior do corpo	Projetista, Fabricante, Cliente	Fazer através de FEM um estudo à vibração com corpo analisando as frequências e amplitudes. Sensibilização da importância na qualidade do óleo para a preservação do sistema. Divulgação do esquema de montagem dos componentes no interior do corpo	4	3	3	36
Veio	Desalinhamento do veio em relação aos componentes, flexão na polia	Fratura do veio	9	Construção pobre do sistema de acionamento. Suporte inadequado perto da polia. Excesso de tensão na correia de acionamento	1	Material resistente e estudo quanto à cedência, fadiga e esforços do veio	1	9	Fazer do alinhamento do veio uma prioridade no sistema de construção	Fabricante	Fazer do alinhamento do veio uma prioridade no sistema de contrução	1	5	9	45
Rotor	Desgaste nas zonas laterais e periféricas. Cavitação. Folga Veio/Rotor	Desalinhamento do rotor, defeitos na superfície, não-funcionamento da bomba	5	Existências de particulas mais grosseiras. Existências de bolhas de ar devido à pequena quantidade de caudal que chega à bomba. Folga mal dimensionada	5	Analisar o óleo que sai do cárter, material com elevado endurecimento nas zonas de contacto tangencial com outras superfícies. Análise Cinemática	6	150	Trocar o filtro . Alinhar o rotor para evitar oscilações e consequente vibração da bomba. Veio introduzido à pressão, prensado a quente	Fabricante, Cliente	Trocar o filtro . Alinhar o rotor para evitar oscilações e consequente vibração da bomba. Veio introduzido à pressão, prensado a quente	5	4	2	40

Failure modes and effects analysis (FMEA)

Project:

Otimização produto-processo de uma bomba de óleo

Date:

08/10/2015

FMEA Team:

Prepared by:

José Diogo de Frias Rodrigues

SEV = How severe is effect on the customer?
OCC = How frequent is the cause likely to occur?
DET = How probable is detection of cause?
RPN = Risk priority number in order to rank concerns; calculated as SEV x OCC x DET

Item em processo	Modo falha potencial	Efeitos potenciais	S E V	Causas potênciais	O C C	Controlos atuais	D E T	R P N	Ações recomendadas	Responsabilidade	Ações tomadas	N S e E w V	N O e C w C	N D e E w T	N R e P w N
Válvula de alívio/limitar a pressão em caso de obstrução do circuito	Não aliviar a pressão. Operar a baixo da pressão máxima	Rompimento das tubulações e vedações. Distúrbio no funcionamento normal do sistema	5	Empenamento.Obstrução por quebra de mecanismo interno. Ajuste indevido. Desgaste na sede da válvula	3	Inspeção Visual	4	60	Teste operacional. Verificação de pressão de atuação.	Fornecedor das válvulas, no decorrer do teste operacional	Teste operacional. Verificação de pressão de atuação.	1	1	5	5
Estator	Mau ajustamento. Movimento do rotor radialmente. Desgaste	Fugas externas. Fugas internas. Vibração. Entupimento	6	Encadeamento de cotas funcionais mal previsto levando a uma tolerância de ajustamento mal dimensionada. Desgaste devido ao elevado numero de ciclos das palhetas no interior bem como a pressão dentro da câmara de bombagem que também pode provocar movimento radial no estator . Existência de partículas	3	Atravancamento devido no componente e inspeção visual durante a montagem. Desmontar a bomba para fazer a limpeza	4	72	Superfícies com pouca rugosidade impedimento a sedimentação de partículas.Estabelecer desenhos de definição devidamente cotados com as tolerâncias de funcionamento	Projetista (ao detetar a primeira falha)	Superfícies com pouca rugosidade impedimento a sedimentação de partículas. Estabelecer desenhos de definição devidamente cotados com as tolerâncias de funcionamento	6	2	4	48
Anel Móvel	Ficar preso entre o estator e o rotor no caso de aperto forte e no caso de folga ficar mal balanceado ao ser guiado pelo rotor. Desgaste.Corrosão	Fugas Internas. Alterações na pressão do sistema de controlo de caudal e como resultado à saída da bomba	4	Mau ajustamento. Atrito criado pelo movimento em ciclo das palhetas. Partículas que vêm no óleo e que não são filtradas. Elevadas quantidades de pressão na superfície	7	Material com uma dureza elevada	3	84	Aplicação de vedantes nas juntas. Engrossamento do anel	Fabricante	Aplicação de vedantes nas juntas. Engrossamento do anel	3	6	3	54
Anilha	Restrição do movimento	Falha no guiamento das palehtas	5	Aperto excessivo	3		3	45	Cuidado de deixar livres as anilhas ao colocar o veio e a tampa. Inspeção visual	Fabricante	Cuidado de deixar livres as anilhas ao colocar o veio e a tampa. Inspeção visual	5	2	3	30

Failure modes and effects analysis (FMEA)

Project:

Otimização produto-processo de uma bomba de óleo

Date:

08/10/2015

FMEA Team:

Prepared by:

José Diogo de Frias Rodrigues

SEV = How severe is effect on the customer?
OCC = How frequent is the cause likely to occur?
DET = How probable is detection of cause?
RPN = Risk priority number in order to rank concerns; calculated as SEV x OCC x DET

Item em processo	Modo falha potencial	Efeitos potenciais	S E V	Causas potênciais	O C C	Controlos atuais	D E T	R P N	Ações recomendadas	Responsabilidade	Ações tomadas	N S e E w V	N O e C w C	N D e E w T	N R e P w N
Palheta	Palhetas montadas ao contrário. Não ocorrer o movimento axial. Cavitação	Não haver aumento de pressão. Alteração no movimento de controlo do caudal	8	Os chanfros das palhetas são feitos no sentido oposto à pressão, ou seja no sentido inverso à rotação do rotor. Aperto da palheta na ranhura do rotor	2	A chanfragem das palhetas costuma minimizar o desgaste do estator e assim melhor a estanquidade (aumento do rendimento volumétrico). Medição na montagem	3	48	Projetar uma palheta uniforme onde não haja perigo de a montagem dar-se ao contrário. Estimas a folga	Fabricante	Em substituição dos chanfros fazer filetes com o mesmo intuito. Estimar a folga	5	1	7	35
Vedante Posterior	Mal balanceado. Motagem e desmontagem complicada.Não ocorrer o movimento axial	Alterações no sistema regulador do caudal. Aumento do preço de mão-de-obra	4	Falta de guiamento. O vedante posterior é o último componente axial a partir da tampa e por isso necessário remover todo o conjunto para retirar este	4	O corpo apoia o vedante posterior e este conjunto encontra-se com tolerâncias calculadas	2	32	Mais guiamento do vedante posterior no veio. Bomba com duas tampas para permitir montar o vedante mais rapidamente	Fabricante e/ou mecânico (imediatamente a seguir à queixa do cliente)	Mais guiamento do vedante posterior no veio	4	6	2	48
Elastómeros	Desgaste	Fugas e queda de pressão no sistema de bombagem	2	Os elastómeros que constituem as juntas são incompatíveis com o óleo e/ou as dimensões dos o-rings não são as corretas para a junta a vedar. Excessivo aperto. Durante o processo de vulcanização, o processo ficou incompleto	6	Um exemplo típico de prevenção é verificar se o anel deixou de ter a forma "O" e passou a estar permanentemente ovalizado no lado original de vedação sob pressão.	7	84	Usar no o-ring material "low-Set" sempre que possível. Reduzir a temperatura de trabalho. Inspeccionar as propriedades físicas do componente	Fornecedor dos vedantes	Usar no o-ring material "low-Set" sempre que possível. Reduzir a temperatura de trabalho. Inspeccionar as propriedades físicas do componente	2	5	6	60
Mola	Perder elasticidade. Partir	Sistema de regulação deixa de funcionar	9	Muita pressão a contrariar o movimentos. Fadiga por elevado número de ciclos	3	Trocar a mola	6	162	Estabelecer um período de vida para a mola através de cálculos e apresentá-lo no catálogo	Fornecedor da mola	Estabelecer um período de vida para a mola através de cálculos e apresentá-lo no catálogo	9	2	2	36

3.7 Modelação geométrica

A modelação foi feita a partir do modelo já existente (V0 [19]). Com base neste modelo procedeu-se a um conjunto de melhoramentos necessários ao correto funcionamento e fabricação dos componentes. Igualmente a geometria geral da bomba foi desenvolvida por forma a ser compatível com a sua utilização num motor de combustão interna para um automóvel. Para isso a geometria e dimensões de interface com o motor foram realizadas a partir de uma bomba comercial de palhetas e caudal variável (ver 3.2.2), que serviu para o presente trabalho e é apresentada na figura 3.24.

No novo modelo foi relevante respeitar algumas restrições:

- As dimensões gerais do produto;
- Faces compatíveis de entrada e saída do óleo;
- Veio de acionamento compatível;
- Respeitar os requisitos da bomba comercial ao nível de performance.

3.7.1 Novo Modelo de Bomba de Óleo

Para se entender esta secção achou-se conveniente mostrar o resultado final, com o intuito de se partir do geral (figura 3.29) e só depois particularizar, mostrando-se a bomba em corte com os diversos componentes na figura 3.30.

3.7.2 Análise de Compatibilidade Dimensional nas Interfaces com o Motor

Percebe-se agora que não faz sentido desenvolver uma nova solução para variar o caudal se não se respeitar requisitos já citados. Estes têm que ser cumpridos para que o modelo seja na perfeição encaixado, onde outrora estaria o modelo comercial.

Após a consciencialização do desafio impôs-se criar alguns métodos para que o corpo da bomba fosse não só adaptável, como constituísse uma solução diferenciada e de preferência otimizada. Ainda se pode acrescentar outro fator em termos de desafio, pois já existia o modelo V0 [19], que em vários sistemas não era passível de ser fabricado. Mostrar-se-ão as correções às falhas deste primeiro protótipo, que acabou por não ser uma solução funcional.

Na figura 3.31 demonstra-se que os requisitos foram cumpridos com sucesso. Embora se note que o corpo ficou ligeiramente mais comprido na zona anterior, mais tarde se explicará a razão. A azul é visível o modelo comercial e a vermelho é o novo modelo. Na mesma, pode-se reparar que as dimensões gerais das bombas são semelhantes, o por menor da orelha que serve de apoio ao cárter também foi mantido com exatamente as mesmas dimensões para ser possível a adaptação rápida para testes, caso seja construído o primeiro modelo funcional. Também é notável a frente de ambas as bombas. Aconteceu o previsto, que é um "emagrecimento" do novo modelo, uma vez que já não é necessário variar a excentricidade radialmente. Ainda na figura 3.31, pode ser observado que a superfície onde ocorre a aspiração do óleo foi preservada, bem como todo o sistema de fixação ao motor. Foi também mantido o furo onde vai funcionar a válvula reguladora de pressão.

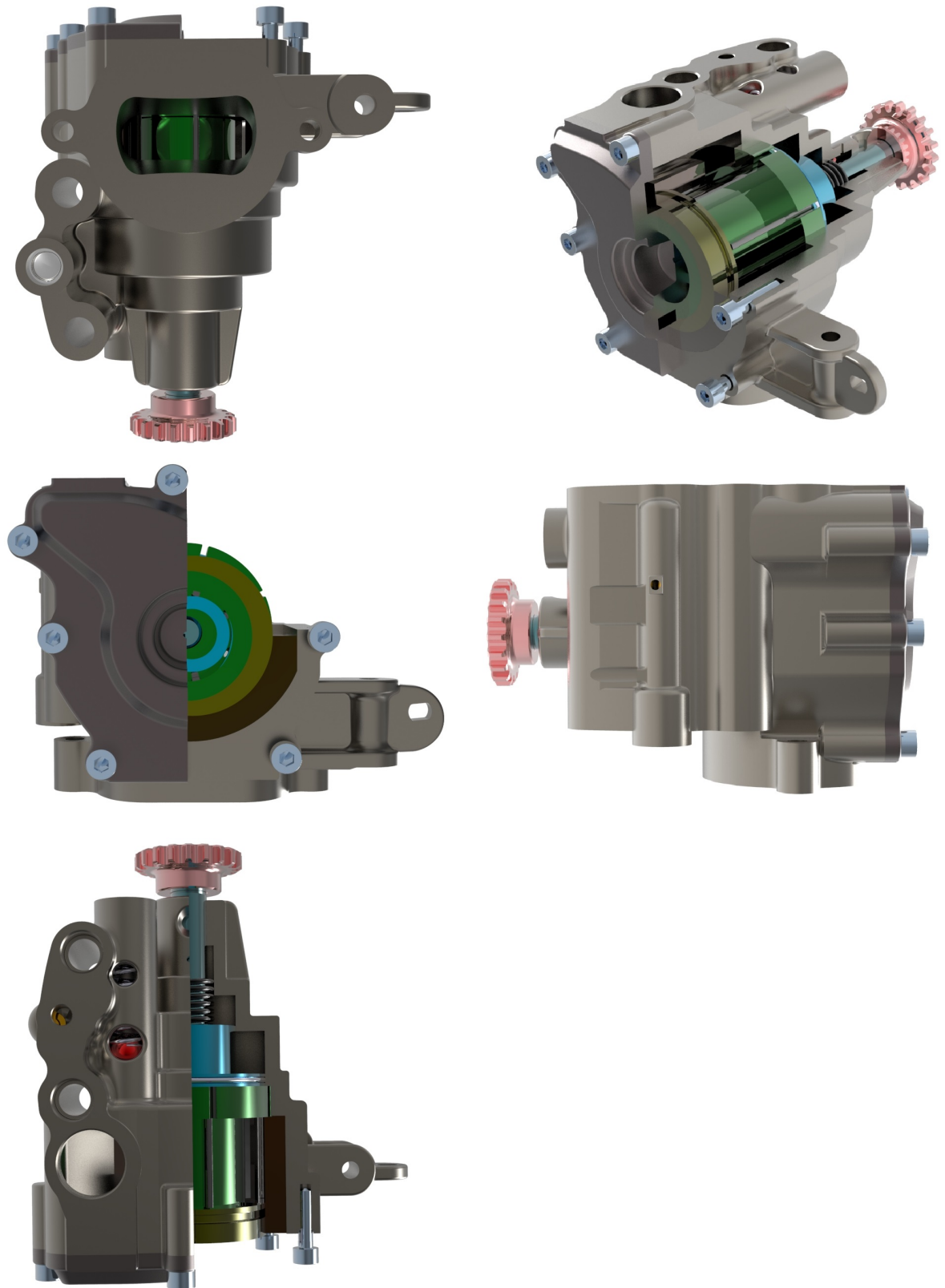


Figura 3.29: Vistas do novo modelo construído em *CAD*

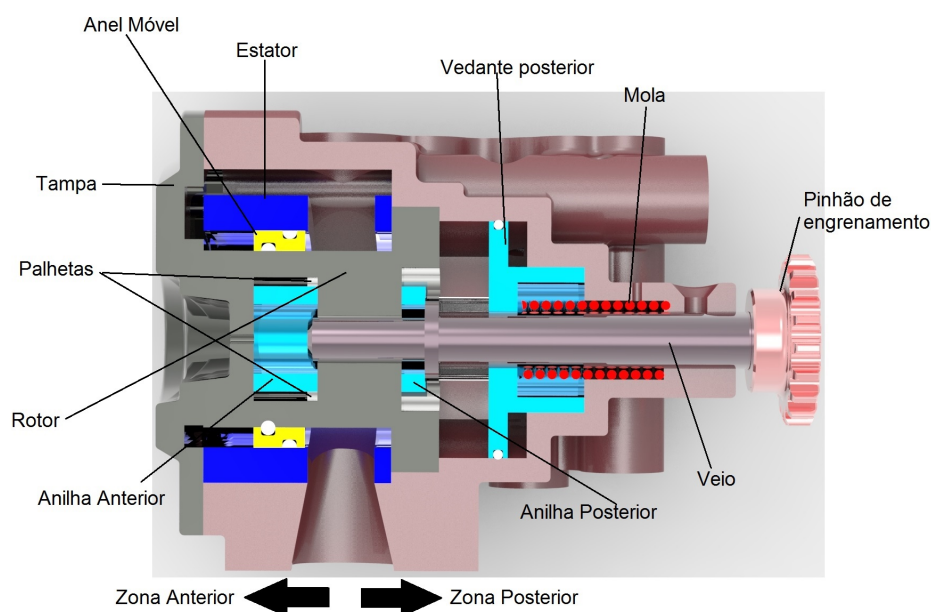


Figura 3.30: Resultado da modelação em corte, com designação para cada componente

Na vista de cima, figura 3.31, é constatado que os furos onde estão os parafusos de fixação ao motor estão com o mesmo diâmetro. Houve o cuidado de se deixar um furo de maior diâmetro em cada um destes, com uma profundidade de 6.5 mm, para serem encaixados anéis de guiamento, que permitem à bomba ficar sempre fixa ao motor nas devidas condições.

3.7.3 Evolução do produto-processo dos componentes

Surge a necessidade de otimização da bomba de óleo na perspetiva do desenho para fabricação. A ferramenta usada pelo projetista passa pela modelação geométrica 3D na perspetiva do produto-processo, por forma a assegurar a completa funcionalidade (funções descritas anteriormente) da bomba e sua robustez. Toda esta evolução leva à redução do custos dos componentes, redução dos custos de montagem e redução dos custos de suporte.

O método usado para descrever o processo de otimização aqui descrito será por comparação peça a peça.

Analisando a 3.32 pode ser observado que:

- As ranhuras, onde deslizam, as palhetas já não são passantes no rotor. Isto é consequência do dimensionamento ao nível do controlo da pressão pelo mecanismo axial, permitindo assim o cálculo do comprimento máximo para as palhetas deslizarem e que levou à criação destes "batentes" para as palhetas, confinando-as do lado anterior da bomba.
- A parte inferior das ranhuras, onde se inserem as palhetas, já não têm a forma arredondada, presente na figura 3.32, embora permita um alívio da concentração

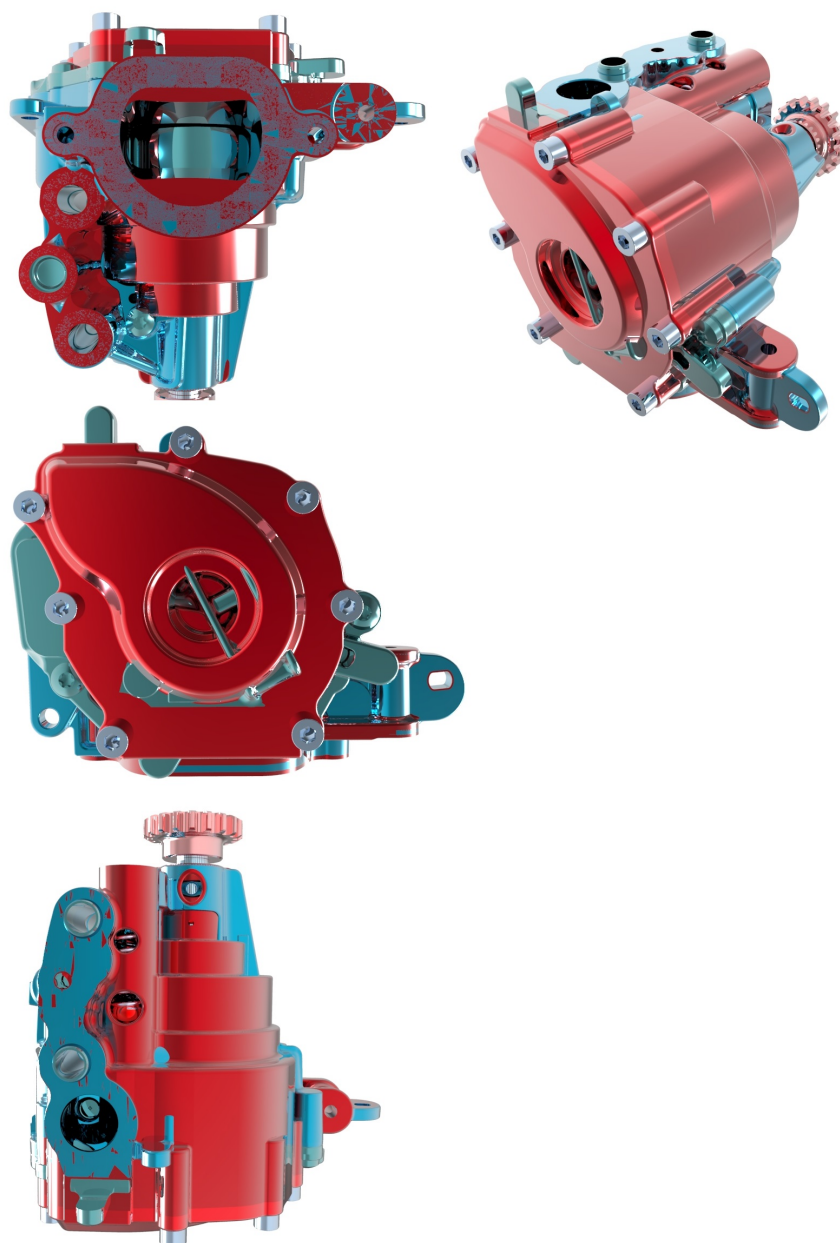


Figura 3.31: Vista de cima, em perspetiva, de frente e de baixo do novo modelo, sobreposto com o modelo comercial.

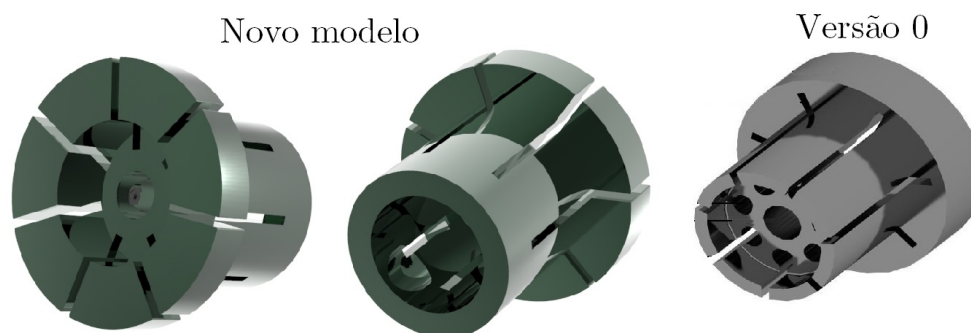


Figura 3.32: Rotor do novo modelo com fundo acinzentado à esquerda (frente e trás) e rotor do primeiro protótipo (V0) à direita [19].

de tensões, analisando segundo o método DFM, torna-se mais exigente a sua concretização.

- Devido à nova fisionomia do modelo, conseguiu-se aumentar a área de contacto com o veio, o que permite um maior coeficiente de segurança na transmissão de potência.
- As ranhuras na parede posterior do rotor são agora passantes ao contrário do que era anteriormente, também com base no DFM e necessidade de redução de custo do componente.

A tampa neste conceito para além de servir de vedação e encosto do conjunto, incorpora a função de regulação do caudal do óleo através de uma câmara rasgada no interior da tampa e, que permite, que a pressão à saída da bomba recircule. Analisando a 3.33 notam-se as seguintes diferenças:

- A configuração central da tampa foi reformulada. Surgiu a necessidade de fazer o encosto à anilha anterior que apoia as palhetas, o mesmo foi feito na tampa. Tendo em conta que se trata de uma peça obtida por fundição injetada é desejável que a espessura seja constante, por isso, a saliência na zona de encosto foi compensada com um negativo para não formar uma peça com uma zona de grandes espessuras onde há o risco de rechupes. Foram ainda dados ângulos de saída para o processo de fundição.
- Mantiveram-se os 7 parafusos na tampa do novo modelo (mais um que o primeiro protótipo) à semelhança do modelo comercial, pois achou-se conveniente por uma questão de estabilidade e segurança.
- Foi necessário fazer um batente para o anel móvel, quando está na posição de máximo caudal e, por isso, aumentou-se a espessura do cilindro (saliência) que comunica com o interior da bomba.
- Considerou-se pouco necessário uma área tão grande para a câmara de regulação do caudal e, por isso, reduziu-se a área "cavada".
- Deixou-se um furo de 2 mm no contacto com o interior do rotor para garantir que se mantém à pressão do cárter, não havendo por isso acumulação de pressão.

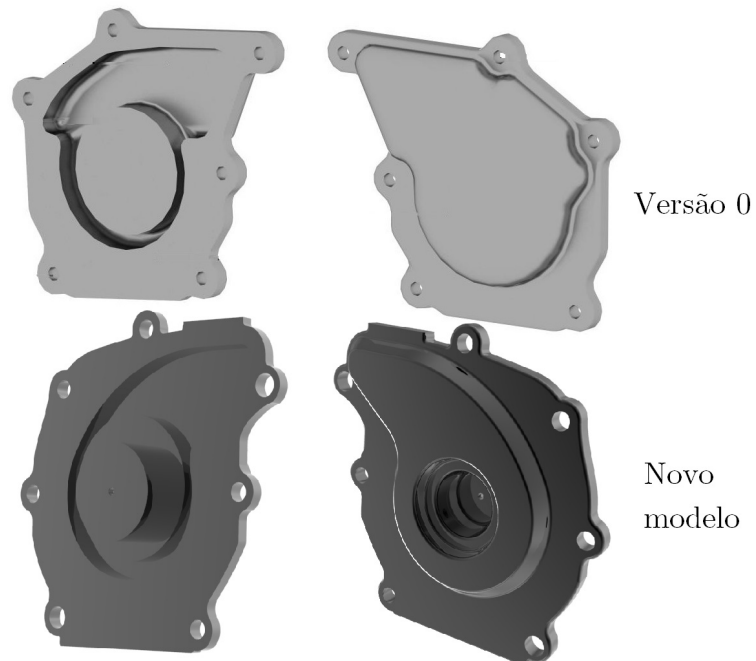


Figura 3.33: No canto superior esquerdo encontra-se a zona de encosto da tampa ao corpo, canto superior direito com vista da frente, ambas do modelo V0. No canto inferior esquerdo zona de encosto e canto inferior direito com vista da frente, ambas no novo modelo [19].



Figura 3.34: Estator do novo modelo.

Na figura 3.34 não houve necessidade de colocar o estator do modelo V0, pois apenas foi feita uma alteração. Esta alteração prende-se com o comprimento do estator que sofreu um aumento substancial de 8.5 mm.

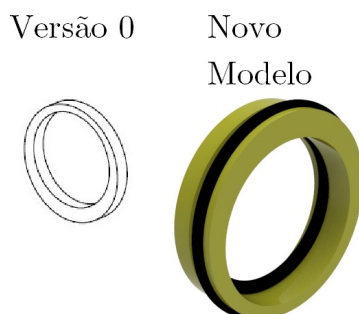


Figura 3.35: Na esquerda, só com contornos, é apresentado o anel móvel do V0 [19], à direita o render representa o novo anel móvel.

Foi notado que o anel móvel tinha uma zona de espessura radial muito reduzida e este foi modificado por forma a aumentar a mesma e conferir mais estabilidade. Este aumento de espessura provocou um aumento do estator e do rotor para abranger todo alcance do anel ao deslocar-se axialmente. Por consequência, também foi necessário aumentar o tamanho do corpo. Também foram introduzidos rasgos para se poderem colocar juntas toroidais (o-ring). Houve o cuidado de procurar estes vedantes normalizados e só depois se fizeram os rasgos. Com efeito, evitam-se as fugas e a perda do rendimento volumétrico da bomba.

Na figura pode se ver as juntas toroidais colocadas no anel móvel. Inicialmente, pensou-se colocar vedantes de lábio, no entanto, para as dimensões que se estavam a tratar, estes eram sobre dimensionados, o que levou à escolha de o-rings que permitem fazer a vedação para ligações estáticas ou com translação, sendo este último o caso de estudo.

Atendendo à figura 3.36 é possível constatar as seguintes modificações:

- Abertura de um rasgo para a possibilidade da aplicação de uma junta toroidal, que conforme já visto permite vedação para movimentos de translação, como é o caso do vedante posterior, e assim impedir fugas.
- A cima no texto, (consultar secção 3.21) já foram precavidas as dimensões do vedante posterior, de forma a permitir a regulação do caudal que é debitado pela bomba. Assim, é visível que na zona posterior, a estrutura tenha sido modificada para redefinir a área onde será aplicada a pressão de pilotagem. Também foi aumentada a saliência posterior para permitir o guiamento desta peça ao longo do corpo onde está apoiada, durante o movimento de translação.
- Em relação à zona anterior a estrutura também foi alterada, passou-se a ter uma superfície plana e, por isso, foram eliminados os *fillers* de contacto com as palhetas. Considerou-se que ao ocorrer rotação do vedante, em virtude do contacto com o veio de acionamento, estes acrescentos nem sempre encaixariam nas ranhuras do rotor, falhando a sua função, que será empurrar as palhetas. Com esta alteração a estratégia para mover as palhetas foi modificada. Quando estas estão na posição

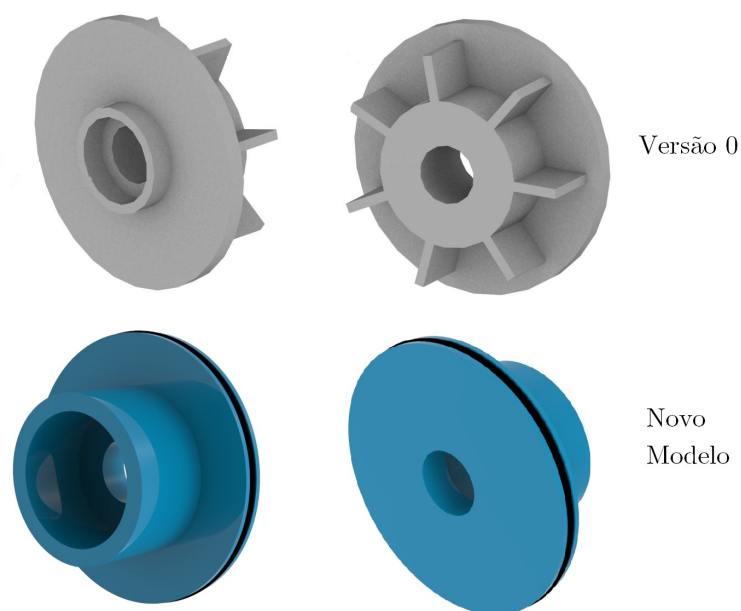


Figura 3.36: No canto superior esquerdo encontra-se a vista de trás do vedante posterior, canto superior direito com vista da frente, ambas do modelo V0. No canto inferior esquerdo vista de trás e canto inferior direito com vista da frente, ambas no novo modelo [19].

em que a bomba debita o menor caudal, ou seja, o vedante posterior está na sua posição mais recuada, as palhetas necessitam de apoio e em consequência disso, a alternativa ao vedante, é uma anilha que serve de apoio. O encosto desta mesma anilha é assegurada pelo veio.

De resto foram estas alterações no vedante que permitiram assegurar uma maior área de contacto entre o rotor e o veio, conforme já mencionado.

- Em virtude do dimensionamento da mola, a área da superfície de contacto do vedante posterior com a mola foi alterado, passando agora a ter um maior diâmetro.

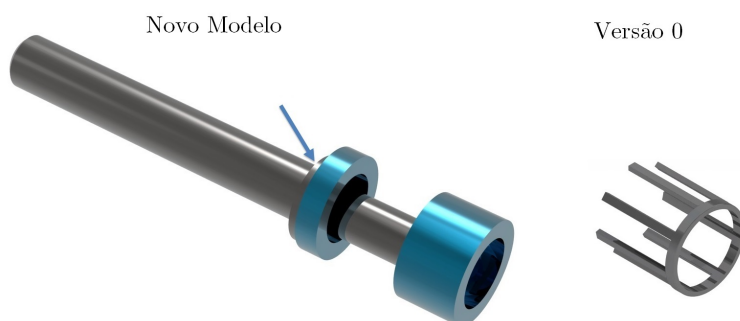


Figura 3.37: Veio de acionamento com as anilhas na posição axial do conjunto e anilha de posição da versão 0 [19]

No conjunto indicado na figura 3.37 as modificações foram as seguintes:

- Eliminou-se a peça indicada como sendo da versão 0 [19], na figura 3.37, uma vez que a técnica utilizada passou a ser o apoio das palhetas nas duas anilhas, impedindo assim que as mesmas fiquem desamparadas em qualquer estágio de *performance*.
- O veio tem agora uma zona que faz encosto à anilha posterior que pode ser apreciado com recurso à figura 3.37, onde se encontra assinalado por uma seta. A secção anterior e posterior ao veio mantiveram-se com o mesmo diâmetro 10 mm e 12 mm, respetivamente.

Em relação ao corpo da bomba já foi explicado como se procedeu para a conceção do novo modelo. Em relação a V0 [19], o ponto de partida foi o mesmo. No entanto, o novo modelo foi modelado de raiz. O refinamento do processo de modelação da bomba teve como aspetos construtivos os seguintes:

- Manteve-se a orelha de fixação ao motor.
- A posição do furo onde vai funcionar a válvula de segurança foi subida por questões construtivas da própria bomba.
- A face onde ocorre a entrada do óleo foi preservada, mas alteraram-se as paredes até à câmara de bombagem. Deu-se um ângulo a estas paredes de forma que a aspiração fosse otimizada, afunilando em direção às palhetas.
- Foi feita a furação que permite a comunicação entre a válvula reguladora da pressão e a câmara que permite o contacto com o vedante posterior. Foi também realizado o canal que faz a recirculação de óleo entre as câmaras reguladoras do caudal. Nestes furos foi tido em conta a parte do processo, isto é, a sua fabricação. Em ambos a sua execução é exigente, pois não é possível obter estes furos por fundição com um macho. Atente-se à figura 3.38, onde é necessário levar um bujão que permita vedar a zona do furo com comunicação para o cárter.
- À semelhança da bomba comercial de referência foram modeladas duas nervuras que conferem rigidez à zona do corpo que é sujeita a maiores solicitações de torção, esforços esses provenientes do veio que está ligado ao pinhão de comando.
- Na tentativa de fazer um "fit", as paredes do corpo estão o mais adaptadas possível ao sistema de bombagem. Com efeito, existem vários desníveis ao longo do corpo.
- Para restringir o movimento do estator, fez-se o contorno do corpo para que este se mantenha ajustado, mesmo sob o efeito da pressão que poderia fazer este deslocar-se.

As palhetas transitaram da versão 0 [19] para o novo modelo. A única diferença foi um aumento do comprimento destas em resultado do redimensionamento das câmaras de bombagem (consultar 3.21), estas obedecem a uma numeração que foi atribuída com base na organização do CAD. Podem ser observadas na figura 3.39.

As válvulas projetadas no modelo comercial foram mantidas. Na figura 3.40 pode-se perceber o alojamento destas no interior do corpo.

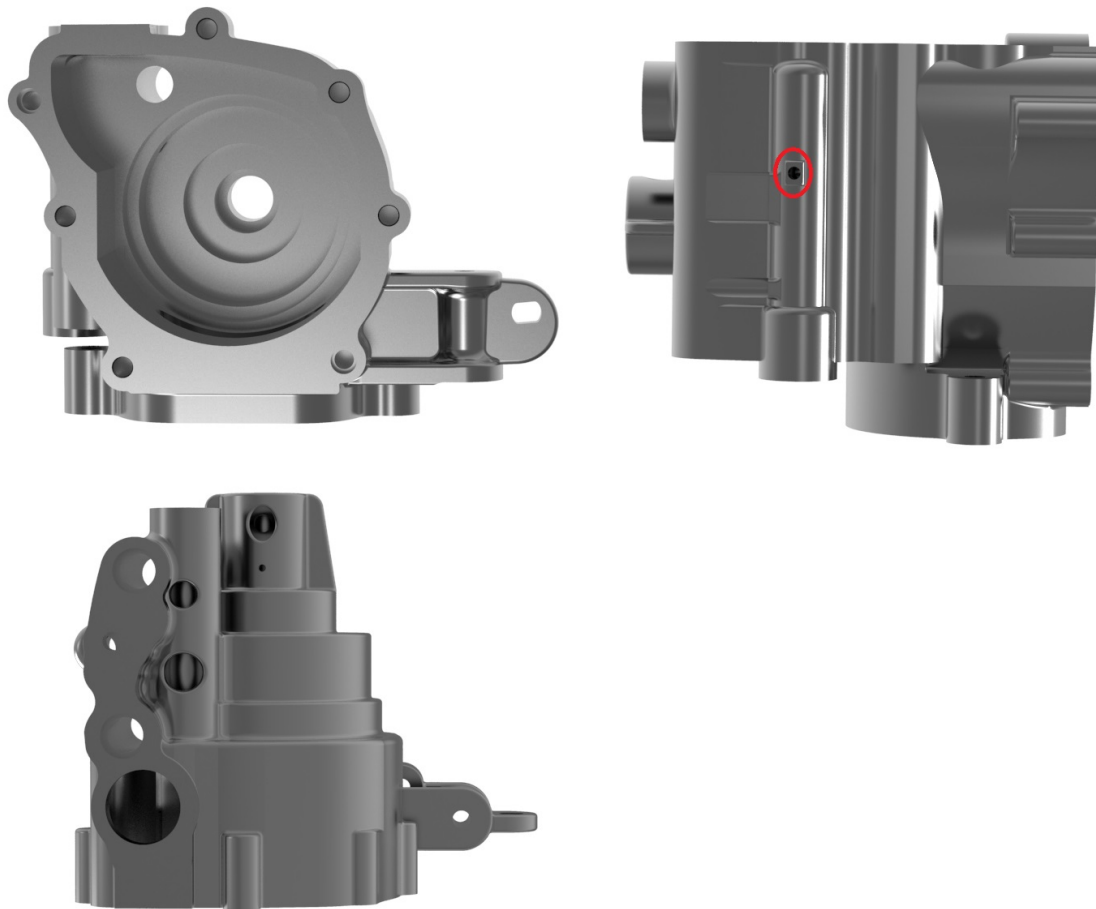


Figura 3.38: Vistas do corpo modelado.

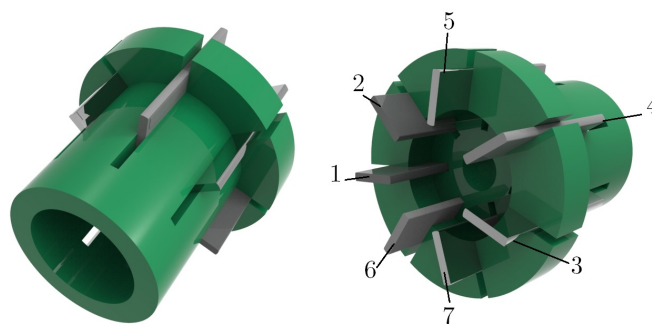


Figura 3.39: Conjunto das palhetas constituído por 7 palhetas.

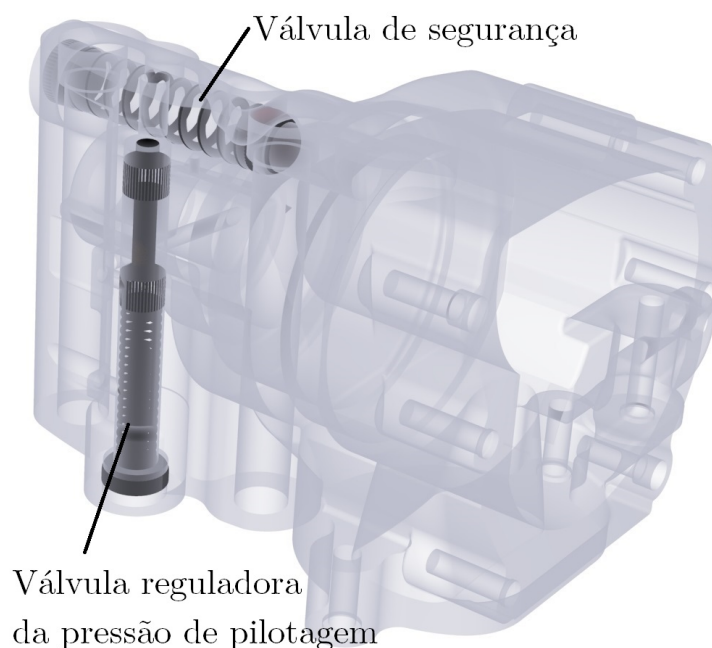


Figura 3.40: Conjunto de válvulas e a sua disposição no corpo.

3.8 Análise de Custos

A primeira observação a fazer em relação à análise de custos é que se trata de uma mera estimativa do custo de fabrico de um protótipo único da bomba de óleo. Tentou-se averiguar o preço de série para produção da tampa e do corpo para o modelo comercial, mas não foi possível obter essa informação. Os custos para produção em série, assim, não serão aqui avaliados, mas fácil é de prever que essa produção seria menos dispendiosa que a produção em série.

Por outro lado, nesta análise foram separados os componentes normalizados daqueles que necessitam de ser fabricados em peças únicas.

Acresce, que através de alguma pesquisa na web e por consulta a oficinas especializadas no setor, foi possível apurar o custo dos materiais em função do seu peso e assim determinar o custo do final do produto.

Por facilidade de exposição elaborou-se tabela 3.19, onde são apresentados os componentes da bomba e respetivo peso. De notar, no entanto, que nesta tabela é levada em consideração apenas uma palheta, mas nos cálculos foram consideradas as 7 palhetas do modelo.

Para o aço liga em questão (42CrMo4), que é igual em todos os componentes, o preço de mercado situa-se, aproximadamente, em 1.70 euros, por quilograma. Por sua vez, o alumínio injetado (AlSi9Cu3), que é o material constituinte da tampa e do corpo, o seu preço atual ronda os 2.5 euros, por quilograma. Posto isto, levando em consideração este fator, e multiplicando o mesmo pelo peso dos componentes presente na tabela 3.19, conclui-se que o custo total se situa aproximadamente em 1.70 euros para peças fabricadas em aço e 1.90 euros para as peças fabricadas em alumínio. Este custo para o aço já considera os componentes, depois de sujeitos ao processo de maquinação. Posto isto, é admissível afirmar que o preço total em material será aproximadamente 4 euros.

Tabela 3.19: Peso dos componentes

Componente	Peso (Kg)
Estator	0,33
Rotor	0,33
Anel Móvel	0,04
Vedante Posterior	0,09
Veio	0,09
Anilha Posterior	0,01
Anilha Anterior	0,02
Tampa	0,10
Corpo	0,65
Palheta	0,01
Total	1,66
Total (aço)	0,95
Total (alumínio)	0,75

Tabela 3.20: Tempo em horas e número de operações dos componentes a maquinar

Componente	Tempo (h)	Nº de Operações
Rotor	4	3
Veio	1	1
Estator	6	3
Anel móvel	2	2
Vedante Posterior	1	2
Anilha Anterior		1
Anilha Posterior		1
Palhetas	3	1

Todos estes custos são projeções teóricas e, por isso, podem sofrer alterações. Um exemplo disso é o caso das palhetas que podem ser facilmente obtidas pelo corte de uma chapa de espessura de 2 mm do aço em questão e depois retificadas. No entanto, para obter as 7 palhetas na produção de um único protótipo não é economicamente viável a compra de uma única chapa, uma vez que ficaria muito material em stock. A solução para o problema apresentado passa, pois, pelo desgaste de um bloco de aço com vista à obtenção das palhetas, embora os custos de fabricação aumentem consideravelmente.

Apesar do processo de orçamentação ser especulativo, tentou-se conhecer de mais perto a realidade do processo e, por isso, consultaram-se duas oficinas especializadas na fabricação de componentes metálicos com centros de maquinagem. Em alternativa às gamas de maquinagem, uma vez que se fez um protótipo por FDM, à escala 1:1, foi facilitada a apresentação do novo modelo às oficinas. Lá foram analisadas as operações necessárias para o fabrico de cada um dos componentes a ser maquinados. Na tabela 3.20 apresenta-se o tempo necessário para cada componente e o número de operações para o fabrico do mesmo.

Com esta análise a cada um dos componentes está-se agora em condições de determinar o tempo total de horas de maquinagem que são necessárias despende para o fabrico,

o tempo mencionado é então igual a 17 horas de trabalho. Apreçou-se também os custos (em euros) por hora do torno e da fresa convencionais que estão entre 15 e 20 euros. Para o caso de centros de maquinagem estão entre 25 e 35 euros, sendo que uma das oficinas consultadas fez por hora 25 euros. Sabendo agora o tempo total das horas de trabalho é fácil deduzir que o custo total de mão de obra será de 425 euros.

Assim, obtidos que estão o custo do material e da mão de obra pode-se concluir que o protótipo (sem corpo e tampa) importará em 430 euros, aproximadamente.

Capítulo 4

Projeto Mecânico

4.1 Introdução

Visa este capítulo o projeto mecânico de otimização da bomba e toda a componente técnica de suporte ao modelo. É apresentada uma simulação cinemática, na primeira secção, que foi levada a cabo tendo em vista observação de um ciclo de movimento da bomba de óleo, com o MSC ADAMS. Aí se podem visualizar os movimentos dos componentes, com incidência no comando da câmara de compressão. A simulação pelo método dos elementos finitos serve para verificar o correto dimensionamento dos diferentes componentes da bomba, em função das condições fronteira representativas do seu funcionamento. São definidos ainda os materiais e os métodos explicando as técnicas utilizadas para a realização da simulação. É apresentado igualmente um estudo de convergência destinado a implementar maior rigor científico na análise estrutural, após o que se apresentam os resultados que serão ulteriormente alvo de discussão.

Ainda neste capítulo é apreciado o cálculo das tolerâncias dimensionais ao nível radial e axial para a bomba de óleo e todos os desenhos característicos de um projeto mecânico, tais como o desenho de conjunto, a perspectiva explodida e os desenhos de definição.

Para finalizar expõe-se a construção do protótipo funcional em impressão tridimensional, recorrendo, para isso, à técnica de FDM.

4.2 Simulação Cinemática

A Simulação cinemática da bomba de óleo em funcionamento é feita recorrendo ao software MSC ADAMS. Este software serve de suporte aos projetos de engenharia destinados a estudar a dinâmica de componentes em movimento e distribuição de cargas nos sistemas mecânicos. A escolha deste software, em detrimento do módulo *Kinematics* do CATIA V5, justifica-se pelo facto do primeiro software referido estar otimizado para estudos de movimento e análises cinemáticas, permitindo, assim, tirar mais ilações acerca da bomba em estudo.

4.2.1 Materiais e Métodos

Em primeira lugar, importa esclarecer que, uma vez que o modelo foi modelado em CATIA V5, tornou-se necessário importar informação relativa aos componentes deste

software para o MSC ADAMS. Esta importação não foi direta, uma vez que foi necessário criar inicialmente um *product* para cada componente e só depois foi possível converter para *part*. Esta conversão destinou-se à importação da peça como sólida, tendo em vista, posteriormente, definir os contactos que mais tarde se analisarão nesta secção. De referir ainda, que o MSC ADAMS permite importar ficheiros do CATIA V5 como *products*, mas as peças são consideradas como *shells* e todas as *surfaces* modeladas, mesmo omitidas, aparecem no MSC ADAMS.

O passo seguinte traduziu-se na aplicação de materiais a cada componente, conforme se pode ver na figura 4.1. Para o corpo e tampa optou-se por alumínio e para os restantes elementos escolheu-se o aço.

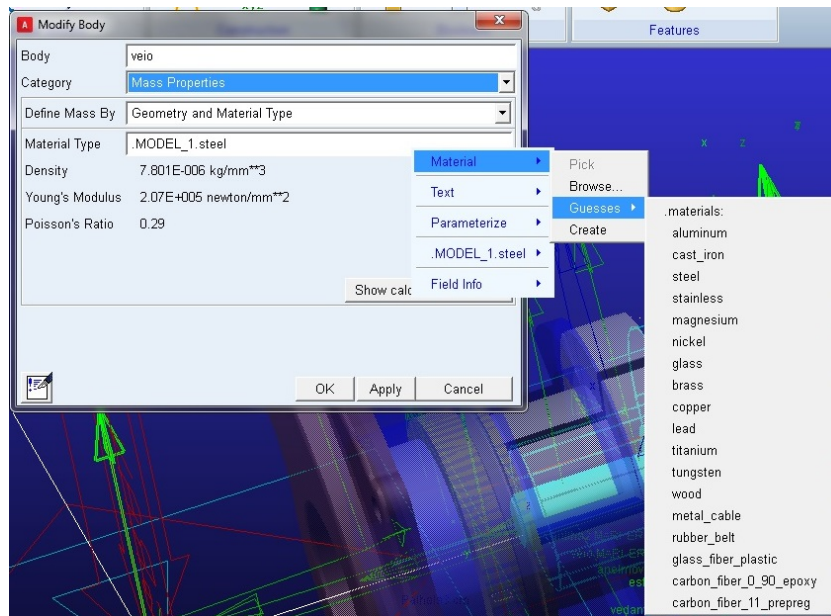


Figura 4.1: Menu de modificação dos materiais

As interações na análise cinemática funcionam desde que sejam aplicados os constrangimentos. As peças fixadas, as suas translações, rotações e interações encontram-se na tabela 4.1.

Para interpretar a tabela supracitada é preciso saber o significado dos números. Foram incluídos na tabela os chamados *connectors* e os contactos do menu *forces* sendo a relação entre componentes a seguinte:

- 1- Contacto
- 2- *Revolute Joint*
- 3- *Fix*
- 4 - *Cylindrical Joint*

Criou-se uma mola com uma pré-carga que permite ao vedante posterior estar em compressão. Isto acontece porque a mola está em contacto com o vedante posterior e com o corpo. Esse contacto foi atribuído ao modelar-se a mola no programa. Por sua vez, para contrariar esta mola foi aplicada uma força no anel móvel, força esta que é sinusoidal. Encontra-se em função do $\sin(\text{time})$ e multiplicada por uma constante igual

Tabela 4.1: Constrangimentos dados no *software* MSC ADAMS

	Ground	Pinhão	Veio	Corpo	Tampa	Palheta	Estator	Rotor	Anel Móvel	Ved. Posterior
Ground	X	2	-	-	-	-	-	-	-	-
Pinhão	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-
Veio	-	3	X	-	-	-	-	3	-	4
Corpo	3	-	-	X	-	-	3	-	-	-
Tampa	-	-	-	3	X	-	-	-	-	-
Palheta	-	-	-	-	-	X	-	-	-	-
Estator	-	-	-	-	-	1	X	-	4	-
Rotor	-	-	-	-	-	1 & 4	-	X	4	-
Anel Móvel	-	-	-	-	-	1	-	-	X	-
Vedante Posterior	-	-	-	-	-	1	-	-	-	X

a 10, para garantir que a força da mola é vencida pela força aplicada no anel. Foi ainda considerado o valor absoluto, comumente chamado módulo, para se obterem sempre valores positivos. A escolha do $\sin(time)$, em vez do $\cos(time)$, justifica-se pelo facto do \sin ser uma função trigonométrica que começa em 0, sendo este fator importante para o movimento se realizar no sentido da pré carga da mola e só depois contrariada.

Na imagem 4.2 encontra-se a interface de trabalho do MSC ADAMS com o sistema mecânico da bomba, embora com o corpo omitido.

No final, foram gravados vídeos do sistema cinemático, bomba de óleo, que servirão como suporte à apresentação.

Foram atribuídos os contactos às 3 palhetas como representação do conjunto total. É essa a razão porque aparecem apenas 3 palhetas nos vídeos.

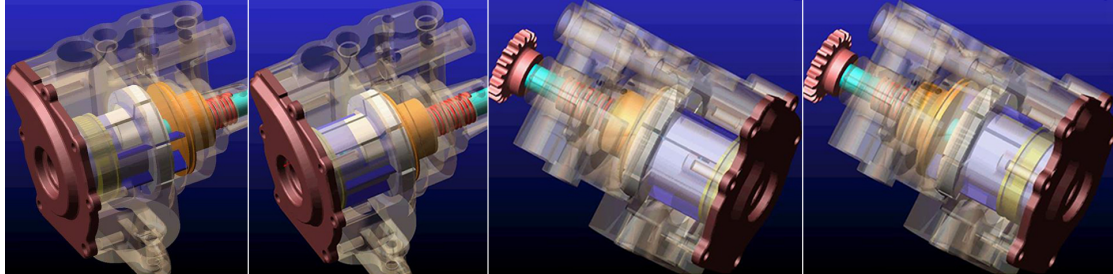


Figura 4.2: Interface de trabalho com o movimento do mecanismo

4.3 Análise Estrutural da Bomba

4.3.1 Introdução

Sendo este um processo iterativo, depois de terminada a primeira fase de modelação, pode-se dar início à análise estrutural da bomba de óleo. O programa seleccionado para fazer essa análise foi o módulo de simulação e análise do CATIA V5. A razão da escolha deste *software* relaciona-se com a facilidade da sua utilização, quando comparado com outros *softwares* de simulação por elementos finitos, como por exemplo o ABAQUS ou o MSC ADAMS.

Nesta secção, em primeira instância, serão abordados os materiais utilizados, bem como os métodos que permitiram fazer as simulações e obter resultados, aqui se explicando os diferentes procedimentos. Posteriormente, apresenta-se um estudo de con-

vergência, com o fim de validar a veracidade dos resultados. De seguida exibem-se os resultados, onde são mostrados os *contours* do campo de deslocamentos peça a peça. E, por fim, será feita a discussão dos resultados obtidos, de forma a tirar ilações sobre o estudo efetuado.

4.3.2 Materiais e Métodos

Uma vez que se exige que o modelo seja testado como se estivesse numa situação real, importa começar por compreender o funcionamento do sistema. Este processa-se não só através da interação entre cada componente, mas também é necessário levar em linha de conta os esforços aplicados durante a sua utilização.

Antes de entrar na fase da interação do sistema, foi imprescindível atribuir os materiais a cada peça, de forma a serem consideradas as propriedades mecânicas dos mesmos. Para o caso de estudo não foram contempladas as propriedades térmicas. Os materiais aplicados já foram previamente abordados na secção da análise de custos. Como a biblioteca de catálogos do CATIA V5 não engloba as propriedades dos materiais criaram-se os mesmos atribuindo-se-lhes as respetivas propriedades. Essas foram pesquisadas na referência [36]. Para a liga de aço ¹ e a liga de alumínio ² as propriedades encontram-se na tabela 4.2.

Tabela 4.2: Propriedades mecânicas para os materiais utilizados.

Propriedades	Aço	Alumínio
Densidade (kg/m^3)	7800	2770
Módulo de elasticidade (GPa)	210	75
Tensão de cedência (MPa)	655	160
Tensão de rutura (MPa)	920	270
Coefficiente de <i>Poisson</i>	0.3	0.3
Tensão limite de fadiga (MPa)	500	100

Após a definição das propriedades mecânicas dos diversos componentes, importa definir estratégias de abordar o problema.

Em detrimento de uma análise elemento a elemento, preferiu-se uma análise global. Esta decisão teve implicações ao nível do tempo para a obtenção de resultados, uma vez que o tempo de computação e a complexidade, aumentam consideravelmente. Este tipo de análise, tem a vantagem de permitir um estudo global, o que facilita uma melhor perceção dos comportamentos diversos componentes quando enquadrados em todo o conjunto.

Analisando o problema, na primeira abordagem consideraram-se as condições de funcionamento, simulando, assim, o movimento da bomba quando tem um binário aplicado no veio. Para isto considerou-se o binário máximo possível ($2.2Nm$) que é absorvido pela bomba de caudal variável ao motor, para testar o limite máximo de utilização. No entanto, apesar de ser uma abordagem correta do problema, a mesma não simulava as condições de utilização máxima, onde os componentes estão sujeitos aos maiores esforços. Por essa razão, optou-se por encastrar o veio, bloqueando-o de movimentos de translação

¹ 42CrMo4

² AlSi9Cu3

e rotação em todas as direções e aplicou-se uma pressão interna máxima gerada pela bomba de 5 bars.

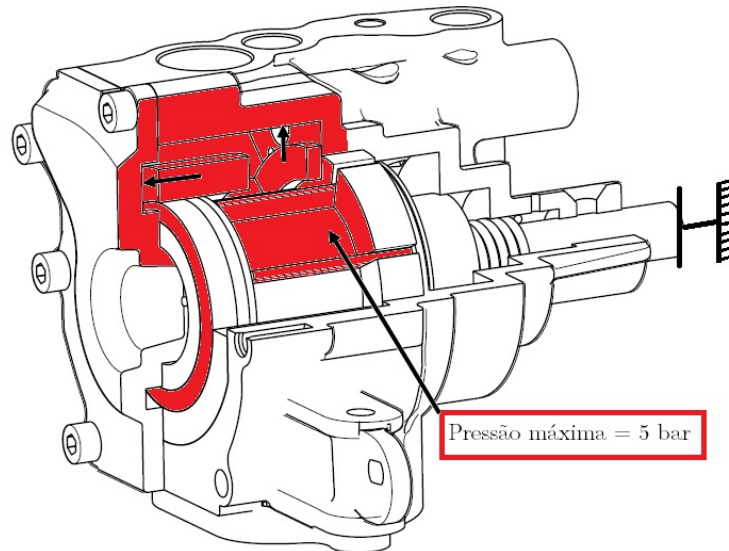


Figura 4.3: Encastramento e aplicação da pressão nos componentes.

Atendendo à figura que acaba de ser descrita (figura 4.3) pode-se observar que o símbolo de encastramento está presente de forma a simbolizar a restrição feita no veio. A vermelho estão representados os componentes solicitados pela pressão. Só as palhetas que estão em contacto com a saída de óleo do estator é que foram consideradas para o estudo, uma vez que são essas as solicitadas ao esforço.

Foi ainda considerado que para a bomba ser representativa da realidade seria fixada ao motor através de 3 parafusos. Foram por isso criadas 3 plataformas por baixo do corpo para permitir fazer a fixação dos parafusos entre 2 componentes diferentes. Encastrou-se a zona superior do corpo e fez-se o aperto dos parafusos (representados pelas setas). Para melhor compreensão atender à figura 4.4.

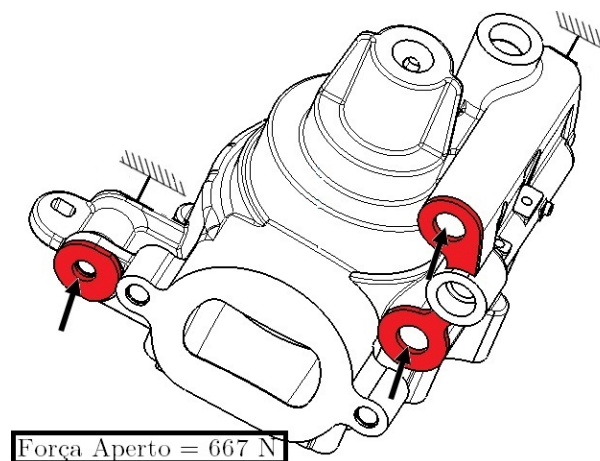


Figura 4.4: Ligações aparafusadas entre o motor e a bomba

Em seguida, estando as condições de fronteira definidas, foi gerada uma malha tridi-

mensional. Na tabela 4.3 encontram-se os diversos componentes com a respetiva malha, tamanho, tipo e o desvio entre o máximo intervalo entre a malha e a geometria.

Tabela 4.3: Propriedades da malha utilizada na averiguação estrutural da bomba de óleo.

Componente	Tamanho (mm)	Tipo	Desvio (mm)
Corpo	3	Tetraédrica com interpolação linear entre nós	1
Anel Móvel	1.5		0.46
Anilha Posterior	1.5		0.32
Anilha Anterior	1.5		0.2
Tampa	4		0.70
Ved. Posterior	2		0.50
Rotor	1.5		0.55
Palheta	1.5		0.39
Veio	1.5		0.53
Estatore	2		0.61

Ainda em relação à malha é importante referir que inicialmente se ponderou fazer a geometria com uma malha de superfície e depois o uso de um *filler* de tetraedros para preencher o interior da malha. No entanto, devido à geometria do corpo da bomba, não foi possível o uso deste método. Em alternativa, usou-se, conforme já mencionado, uma malha 3D com tetraedros que permitiu obter bons resultados. Foram feitos alguns refinamentos de malha locais, em detalhe para as palhetas, zonas onde se desejava aplicar pressão e onde houve a necessidade de otimizar resultados. O número total de elementos é 371395 e de nós é 89418.

Em baixo, na figura 4.5, apresenta-se a malha adaptada à geometria.

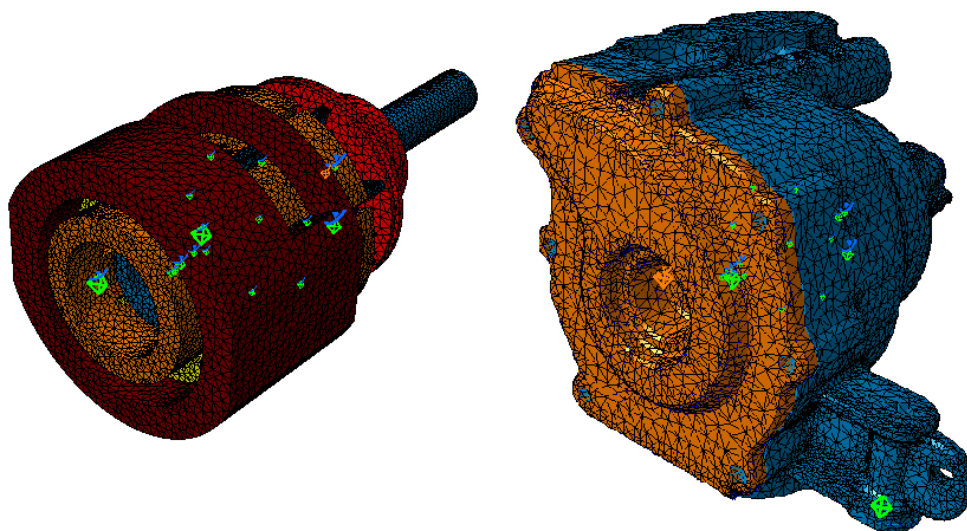


Figura 4.5: Malha criada para a geometria.

Com os materiais atribuídos e com a malha gerada é então importante definir a interação que os componentes terão uns com os outros. Esta fase do projeto foi um pouco morosa devido à complexidade da análise feita ao modelo. Para melhor se compreender

as interações, explica-se sucintamente o processo elaborado.

No *software* utilizado ³ existe um menu no módulo de análise e simulação, que permite estabelecer os contactos entre componentes, que servem para dar as condições de fronteira entre corpos. Estas necessitam de um suporte para o caso das ligações aparafusadas usarem os constrangimentos do conjunto. Nas restantes, para cada contacto foi criado um suporte. Foram atribuídas 4 tipos de *Connections Properties*, a saber:

- Contacto Deslizante - Permite deslize entre planos tangenciais
- Contacto - Permite movimento até o contacto entre os corpos ser feito
- Ligação Rígida - Permite 2 corpos comportarem-se como um.
- Ligação Aparafusada - Tem em atenção um parafuso virtual e é preciso dar a força de aperto

Com base na informação supracitada construiu-se a tabela 4.4.

Tabela 4.4: Contactos estabelecidos entre componentes

Contacto	Contacto Deslizante	Ligações Aparafusadas
Estator-Corpo Tampa-Corpo Veio-Corpo Rotor-Estator Palhetas-Estator Tampa-Rotor Palhetas-Rotor Corpo-Estator Estator-Tampa Anilha Posterior - Palhetas Anel Móvel-Rotor Rotor-Corpo Limite Posterior Rotor-Corpo Vedante Posterior-Palhetas Palhetas-Anel Móvel Anilha Anterior-Palhetas	Anilha Anterior-Tampa Rotor-Tampa Anilha Anterior-Rotor Anilha Posterior-Rotor Vedante Posterior (Menor Diâmetro) - Corpo Limite Posterior do Vedante Posterior-Corpo	Tampa-Corpo Base Fixação 1 -Corpo Base Fixação 2 - Corpo

4.3.3 Estudo de Convergência

Realizou-se uma análise de convergência com um fim de determinar qual o tamanho de malha que permite melhor tempo de computação, sem haver discrepância de resultados. Este estudo permite, assim, otimizar o tempo que se investe em refinamento da malha, sem prejudicar a qualidade dos resultados obtidos. Como se tratou de uma análise global com vários componentes, optou-se por seleccionar alguns que representassem um todo, a fim de conseguir uma maior celeridade no processo até encontrar a convergência e permitir, por consequência, o ponto ótimo de utilização.

³CATIA V5

Foram selecionados componentes fulcrais para a utilização da bomba de óleo, tais como o rotor, o estator, o anel móvel, o vedante posterior e uma palheta. Os resultados são apresentados em seguida na tabela 4.5, onde δ_{Max} representa o deslocamento máximo.

Tabela 4.5: Valores analisados para o estudo de convergência

Nº de Nós	Nº de Elementos	Tamanho da Malha (mm)	δ_{Max}	Tempo (s)	Erro relativo (%)
1745	5028	10	0.0003696	2.61	15.05
2097	6175	6	0.0003944	5.23	9.35
3078	10123	4	0.0004160	6.06	4.39
4761	16928	3	0.0004235	7.43	2.67
9275	37414	2	0.0004295	12.17	1.29
16266	68732	1.5	0.0004324	20.34	0.62
24228	104649	1.25	0.0004333	31.72	0.41
40488	181201	1	0.0004345	64.65	0.14
66511	296555	0.75	0.0004351	255.52	0.00

Apreciando a tabela 4.5 verifica-se que à medida que o tamanho da malha vai diminuindo, o tempo de computação aumenta e o erro relativo converge para a solução, tal como pretendido. Em relação ao deslocamento, observa-se ainda que a solução teoricamente considerada é o valor da última simulação. O que permite confirmar a convergência de resultados para essa solução. Para se ter uma noção mais nítida a respeito desta conclusão, atenda-se ao gráfico da figura 4.6.



Figura 4.6: Gráfico de análise de convergência: Deslocamento vs Número de Elementos

Com base no gráfico da figura 4.6 é perceptível verificar o fenómeno de convergência. Ou seja, a partir de um determinado valor para o número de elementos, o deslocamento mantém-se aproximadamente o mesmo. Para o caso em estudo verificou-se que o erro relativo para um número de elementos de 68732, ou seja, tamanho da malha de 1,5 mm, é de 0.62% (inferior a 1%). Daqui se conclui, que esta se torna uma solução viável, uma

vez que o tempo de computação é aproximadamente 10 vezes menor que a solução mais refinada.

Esta análise permitiu definir então o tamanho da malha que deverá ser utilizado, de forma a que se obtenha bons resultados no menor tempo possível. Especificamente para o modelo em estudo aplicou-se um tamanho de malha na maioria dos componentes entre 1.5 mm e 2 mm, estas informações podem ser consultadas na tabela 4.3.

4.3.4 Resultados

Após ser garantida a análise de valores convergentes e todo o procedimento prático para fazer a análise estrutural fidedigna da bomba está-se agora em condições de mostrar os resultados atingidos.

É em seguida apresentado um conjunto de imagens dos componentes com o intuito de se ilustrar o comportamento destes. Na figura 4.7 mostra-se o *contour* da anilha anterior, com uma tensão Von Mises máxima de 3.09 MPa. Esse valor ocorre no contacto com as palhetas.

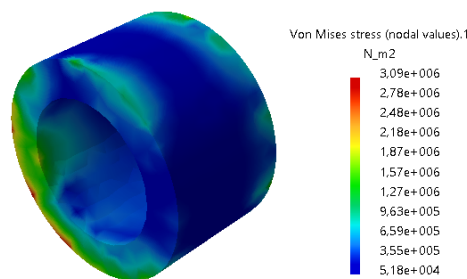


Figura 4.7: Imagem da anilha anterior acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises

A anilha posterior encontra-se na figura 4.8 com uma tensão máxima de Von Mises de 1.03 MPa e essa zona de maiores tensões encontra-se em contacto com o rotor.

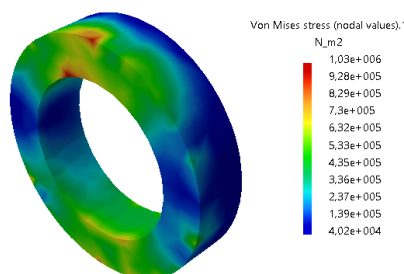


Figura 4.8: Imagem da anilha posterior acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises

As imagens seguintes dizem respeito as duas vistas do corpo para melhor perceber o comportamento do campo de tensões no corpo. As tensões foram limitadas a um valor inferior para melhor se observar a distribuição e as zonas de maior incidência de tensão.

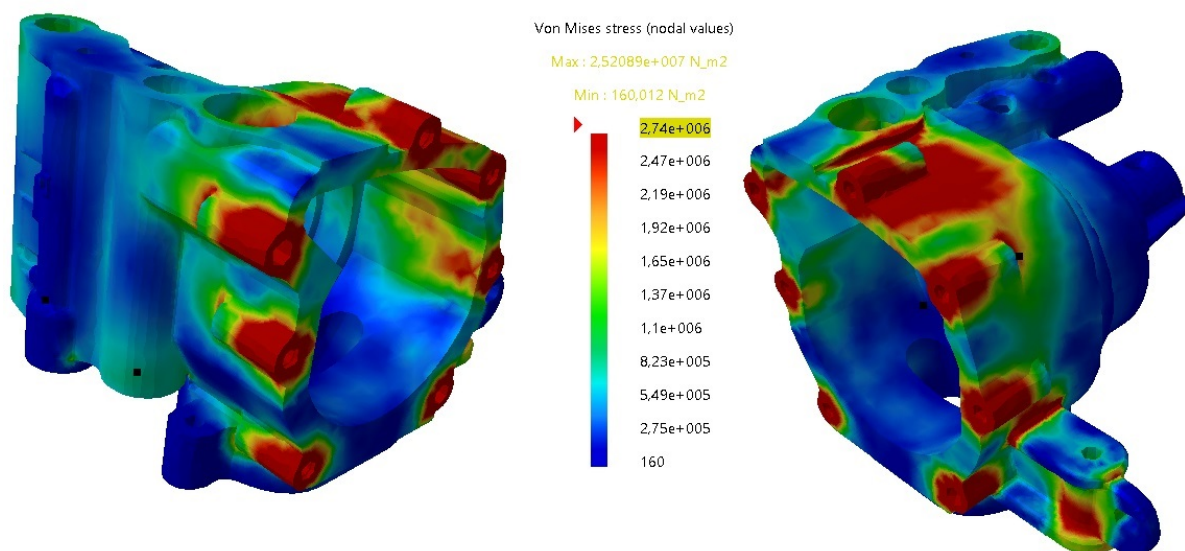


Figura 4.9: Imagem com duas vistas do corpo acompanhadas de escala para a Tensão de Von Mises

O anel móvel tem uma tensão de Von Mises máxima de 5.53 MPa e é verificado que esta ocorre no contacto com as palhetas onde é aplicada a pressão. Também é visível uma zona onde existe alguma concentração de tensões com o estator e o rotor. Para melhor compreensão consultar a figura 4.10.

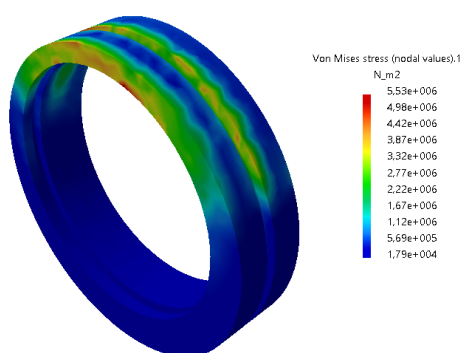


Figura 4.10: Imagem com o anel móvel acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises

O estator apresenta-se, na figura 4.11 com uma tensão de Von Mises máxima de 2.65 MPa e esta ocorre na zona de contacto com o rotor e para a zona de menor espessura. O restante gradiente é ilustrado por cores que representam tensões de teor mais baixo.

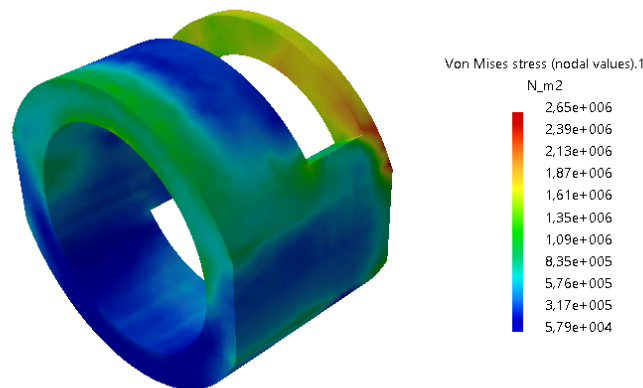


Figura 4.11: Imagem com o estator acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises

Atenda-se à figura 4.12, na qual se mostram as palhetas no seu conjunto. Como seria de esperar pode se observar que as maiores tensões ocorrem para aquelas que estão sujeitas à pressão. As restantes estão sujeitas a uma tensão residual. O valor máximo ocorre para a palheta 5 (7.82MPa), que também apresenta um valor elevado junto do anel móvel e anilha.

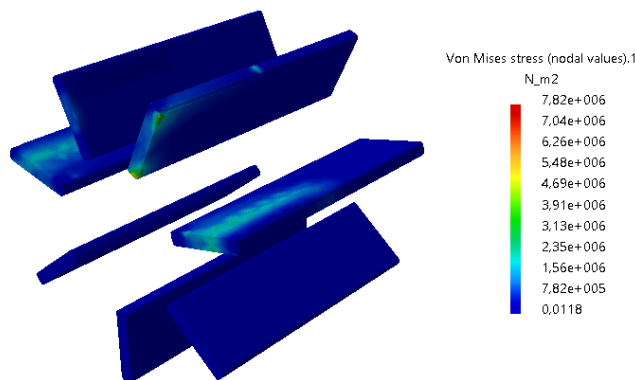


Figura 4.12: Imagem com as palhetas acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises

O rotor encontra-se bastante tensionado nas zonas de contacto com o corpo, anel móvel, tampa e palhetas. O valor máximo é de 3.83 MPa, conforme pode ser visto na figura 4.13. Na vista de trás deste componente observa-se que existe concentração de tensões na zona inferior das ranhuras do rotor, no entanto esses valores apresentam-se distantes do valor máximo de fadiga, não apresentando por isso preocupação.

A vista de frente e trás da tampa permitem tirar boas conclusões do comportamento desta

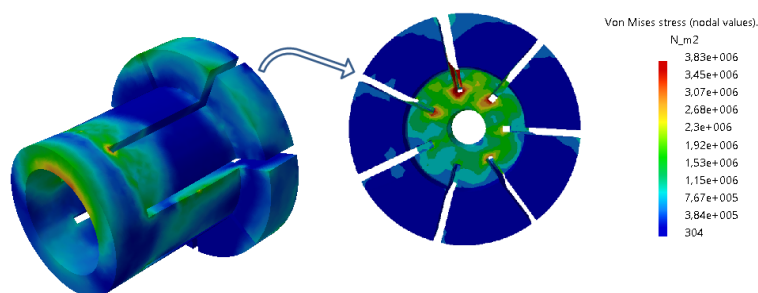


Figura 4.13: Imagem com o rotor acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises

quando solicitada pela pressão, até porque se limitou a tensão máxima para se poder verificar melhor o gradiente. Para além da força imposta pelo aperto dos parafusos, também existe uma zona da câmara existente na tampa que se encontra bastante solicitada pela pressão. O ponto máximo de tensão nesta é de 27.4 MPa. Atender à figura 4.14.

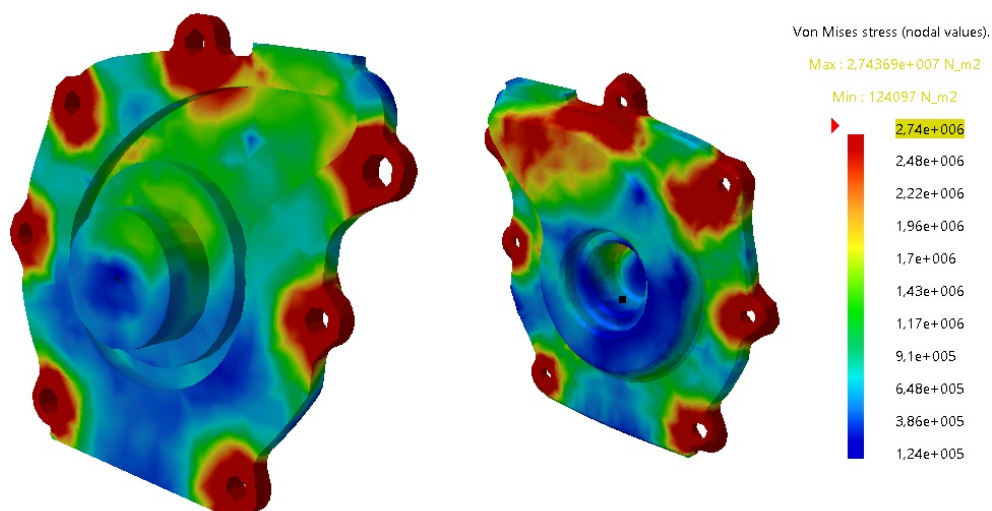


Figura 4.14: Imagens com a tampa acompanhadas de escala para a Tensão de Von Mises

O vedante posterior apresenta os maiores níveis de tensão na face de contacto com as palhetas, conforme já visto em casos anteriores. A restante superfície não apresenta grandes preocupações no que diz concerne ao campo de tensões. Esta explicação pode ser comprovada com recurso à figura 4.15.

Por fim o veio também apresenta algumas tensões consideráveis, principalmente na zona de contacto com o veio, pois foi estabelecida uma ligação rígida, e a mesma pode influenciar os resultados. O valor mais elevado para a tensão de Von Mises é de 1.6 MPa, ver figura 4.16.

Apresenta-se um imagem do conjunto dos deslocamento 4.17 sem o corpo, uma vez que este se encontra encastrado e consequentemente não tem deslocamento.

Expõe-se uma tabela com todos os componentes e os valores da tensão de Von Mises σ_{VM} , o deslocamento máximo δ_{Max} e a tensão limite de fadiga σ_{Fadiga} . Recorrendo à tabela 4.6 é oportuno referir que para um estudo de elementos finitos é importante

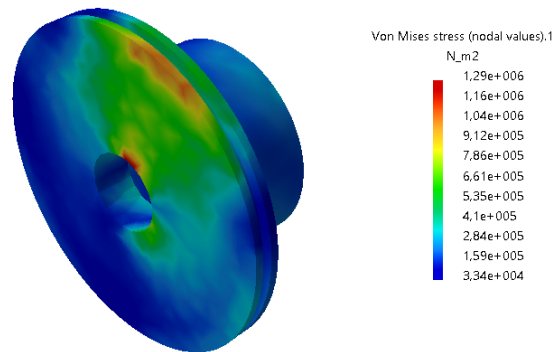


Figura 4.15: Imagem com o vedante posterior acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises

conhecer o campo de deslocamentos e a partir dele, saber as tensões e as deformações, uma vez que estas últimas derivam dos deslocamentos.

Tabela 4.6: Resultados para a análise estrutural.

Componentes	Material	σ_{VM} (MPa)	Coef. Seg.	σ_{ced} (MPa)	σ_{Fadiga} (MPa)
Corpo	AlSi9Cu3	25.21	3.97	150	100
Anel Móvel	42CrMo4	5.53	90.42	655 - 986	500
Anilha Anterior	42CrMo4	3.09	161.81	655 - 986	500
Anilha Posterior	42CrMo4	1.03	485.44	655 - 986	500
Tampa	AlSi9Cu3	27.44	3.64	150	100
Vedante Posterior	42CrMo4	1.29	387.60	655 - 986	500
Rotor	42CrMo4	3.83	130.55	655 - 986	500
Palheta 1	42CrMo4	7.64E-6	-	655 - 986	500
Palheta 2	42CrMo4	2.88	173.61	655 - 986	500
Palheta 3	42CrMo4	2.66	187.97	655 - 986	500
Palheta 4	42CrMo4	1.17	427.35	655 - 986	500
Palheta 5	42CrMo4	7.82	63.94	655 - 986	500
Palheta 6	42CrMo4	6.34E-06	-	655 - 986	500
Palheta 7	42CrMo4	4.26E-06	-	655 - 986	500
Veio	42CrMo4	1.6	312.50	655 - 986	500
Estator	42CrMo4	2.65	188.68	655 - 986	500

A tabela resumo dos resultados da análise estrutural (tabela 4.6) indica para cada componentes, o material constituinte, a tensão de Von Mises (σ_{VM}) máxima apresentada nas imagens, coeficiente de segurança de cada componente, a tensão limite máxima de fadiga σ_{Fadiga} (MPa) e a tensão de cedência (σ_{ced}) para o material.

O coeficiente de segurança resulta de uma comparação quantitativa entre a tensão de Von Mises e a tensão limite máxima de fadiga σ_{Fadiga} (MPa). Com base na tabela denota-

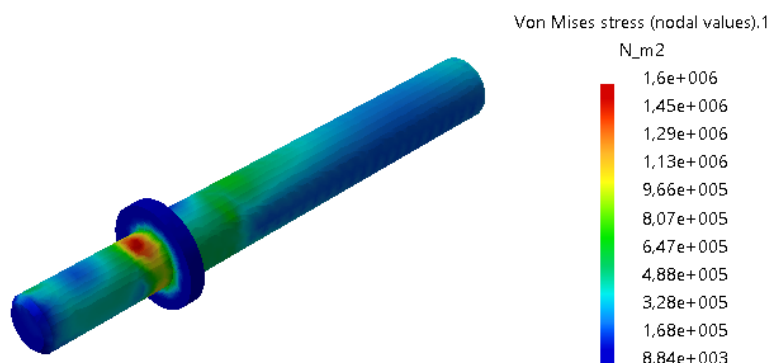


Figura 4.16: Imagem com o veio acompanhada de escala para a Tensão de Von Mises

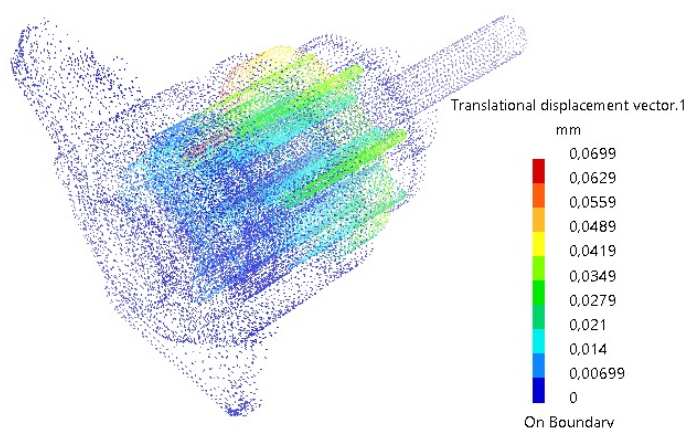


Figura 4.17: Campo de deslocamentos para a bomba, à exceção do corpo

se que existem componentes com um elevado coeficiente de segurança, isto pode ser explicado devido ao facto dos componentes solicitados, para as condições de fronteira analisadas, não se encontrarem em carga.

4.3.5 Discussão

Em jeito de discussão ir-se-á abordar de forma mais abrangente o que se esperava do resultado e o obtido, um exame mais ao pormenor peça a peça e consequências da análise estrutural. As imagens apresentadas na subsecção de resultados apresentam um fator de escala de um, isto significa que não existe ampliação dos resultados em termos visuais.

Em termos gerais os resultados obtidos são satisfatórios, uma vez que todas as peças modeladas apresentam rigidez perante o esforço a que são sujeitas. Para o critério de cedência não existe nenhum componente que ultrapasse o valor teórico definido e para o limite de fadiga, que é inferior ao de cedência, também todos os componentes prevalecem ao critério.

Analisando o resultado das tensões obtido para as anilhas e anel móvel, verifica-se que as tensões presentes encontram-se distantes do valor teórico não constituindo, por isso um problema em termos estruturais. É verificado que nas zonas onde existe contacto tangencial com outros componentes, a superfície das anilhas tem valores superiores. O corpo é o componente que apresenta maiores níveis de tensão, devido ao facto de existir mais área exposta à pressão aplicada. No entanto, existe também outras zonas marcadas (a vermelho) com níveis de tensão elevados, porque corresponde ao aperto dos parafusos que ligam a tampa, bem como os que ligam o corpo ao motor. Este componente é um dos que influencia mais o peso da bomba e, por isso, é conveniente dimensioná-lo de forma a que resista às tensões, mas sempre com o cuidado de não o sobre dimensionar. Uma vez que o material é a liga de alumínio, já referenciada, e como esta tem um limite máximo para a fadiga de 100 MPa, observa-se que o ponto máximo de tensão de Von Mises é igual 25 MPa. Este é um valor que apresenta segurança e viabiliza a análise, pois consegue ser dado um coeficiente de segurança para que não hajam falhas estruturais.

Na tentativa de se reduzir o espaço utilizado dentro da bomba e otimizar a relação peso-funcionalidade deixou-se a parede posterior do estator ligeiramente fina, quando comparada com as outras paredes, isto porque houve necessidade de aumentar o seu comprimento ⁴. Após esta explicação percebe-se que foi importante a análise deste componente. Com recurso à figura 4.11, este receio foi comprovado, ou seja, a zona mais suscetível aos esforços foi exatamente onde era previsto. No entanto, a tensão média para esta zona é de 2.13 MPa, o que está muito longe do valor de cedência e de fadiga para o material selecionado. Desta forma é seguro deixar os estator com esta estrutura, não havendo alterações. Após algumas simulações percebe-se que o estator não estava devidamente travancado no sistema e por haver deslocamentos, foi necessário adaptar a forma do corpo de maneira a garantir a restrição de movimento do estator.

As palhetas com uma espessura de 2 mm apresentam alguma suscetibilidade perante as forças aplicadas e houve interesse numa análise de elementos finitos para que não existissem falhas por aqui. Analisando a figura 4.12, pode ser concluído que a espessura atribuída para estas é verosímil. Esta hipótese é sustentada pelo facto de que na bomba comercial de referência, estas têm igual espessura aquela que foi atribuída e, acresce o facto, de que as condições a que estas são sujeitas são semelhantes. Tal como as anilhas e o anel móvel, o rotor e o vedante posterior encontram-se mais sujeitos às tensões na zona de contacto com as palhetas e é comprovado pelo *contour* representativo. Não existe preocupação em relação a estes componentes, pois os valores mantêm-se a baixo dos limites. Para o vedante posterior existe uma parede, onde é montada a junta toroidal, que se considerava ter pouca espessura, no entanto não aparenta ser uma zona de risco e, por isso, não é necessário proceder a alterações.

A tampa, tal como o corpo, pelo facto de ser um componente de alumínio apresenta menor rigidez e em virtude disso há mais cuidado para o dimensionamento desta. Ignorando a força de aperto dos parafusos, existe uma zona onde são aplicadas tensões mais elevadas, zona essa, correspondente à cavidade, onde existe incidência de pressão e que, por isso, pode ser mais crítica. A zona em questão apresenta uma tensão de 27.4 MPa, mas que ainda se encontra distante dos 100 MPa do limite de fadiga. A imagem deste componente apresenta-se limitada ao valor máximo numa ordem de grandeza, com o intuito de ser ter melhor perceção do que acontece. Por fim o veio apresenta-se como

⁴Explicação na secção de 3.7

um componente com elevada resistência, uma vez que a única zona crítica encontra-se no contacto com o veio. No início pensou-se ser um componente frágil, uma vez que este é sujeito a vários tipos de cargas, sendo por isso falível à torção. A razão que sustenta esta hipótese relaciona-se com a análise efetuada onde foi estabelecido um encastramento ao veio, ao existir uma ligação rígida ao rotor, este é solicitado à torção pela pressão imposta nas palhetas e que é transmitida ao rotor. Não obstante isso, tendo em conta os resultados, assume-me que o resultado para o veio é satisfatório.

Em virtude desta discussão e observação dos resultados fizeram-se poucas alterações à modelação após esta análise estrutural, uma vez que todos os componentes, quando comparados com os valores teóricos dos materiais, demonstram ter capacidade para resistir aos esforços. Os materiais para este produto foram escolhidos à semelhança do modelo comercial. Embora a razão de escolha destes se prenda com o desafio imposto, ou seja, a adaptação do modelo comercial ao novo conceito, considera-se que tendo em conta os valores apresentados se possa fazer alterações. A sugestão passa pela escolha de outros materiais com densidades mais baixas, caso seja necessário atender a outros requisitos, tal como o peso ou toda a componente de processo, como por exemplo a maquinação dos componentes em aço.

4.4 Desenhos Técnicos

4.4.1 Introdução

De acordo com a bibliografia consultada [37], o desenho técnico é a informação técnica, com apresentação gráfica num suporte e que é estabelecida com a normalização ISO, o que o torna universal. Estes têm por finalidade essencial, produção de objetos. Da conceção à utilização de um objeto técnico vai um longo caminho em que se recorre ao desenho como meio de expressão e de comunicação. Estes desenhos são uma representação ortográfica e com pormenor da solução adotada, que resulta do anteprojecto.

Nesta secção vão ser apresentados os cálculos das tolerâncias dimensionais, o desenho de conjunto da bomba de óleo, uma perspetiva explodida com o esquema de montagem e os desenhos de definição de cada componente para produção, onde se incorporam as tolerâncias supracitadas.

4.4.2 Cálculos das Tolerâncias Dimensionais

A impossibilidade de produzir geometrias e dimensões exatas leva a que sejam feitas peças com desvios relativos à cota nominal, que ocorrem inevitavelmente, e que são resultado das limitações tecnológicas. As exigências funcionais relativas a qualquer elemento real de uma peça, admitem que a geometria integral do elemento se encontra entre 2 limites, formando uma zona de tolerância geométrica. A dimensão real, em qualquer local desse elemento, tem que estar compreendida entre as duas dimensões limite, formando um intervalo de tolerância. Uma peça deve ser fabricada com os respetivos desvios da geometria e do tamanho, inferiores aos exigidos funcionalmente e que estão prescritos no desenho.

Para o caso da bomba de óleo organizaram-se as tolerâncias dimensionais em 2 grupos, as tolerâncias radiais e as tolerâncias axiais. Para as tolerâncias radiais é apresentado um exemplo de como foram calculados o desvio máximo e mínimo e a tolerância de ajusta-

mento respetiva, os restantes valores são apresentados numa tabela e seguiram a mesma metodologia do exemplo. Para as folgas axiais são apresentados 3 exemplos e no final um quadro resumo das mesmas.

O número de variedades de ajustamentos, a usar na construção mecânica corrente, deve ser reduzido, pelo o que devem ser adotados, segundo o autor da referência [37]:

- Dimensão nominal.
- Tolerâncias dimensionais normais ISO, ligadas a um pequeno número de graus de liberdade, sendo corrente usar de IT5 a IT8 para peças a ajustar.
- Um número limitado de posições das zonas de tolerância normais ISO que vão, nos furos de A a ZC e nos veios de a a zc.
- Tolerâncias preferíveis (uso corrente).
- Um dos sistemas de ajustamentos: Sistema de furo básico ou sistema de veio básico.

Escolheu-se o sistema de furo básico, onde o furo tem tolerância com posição H. Os veios têm posições que vão de **a** a **h**, produzindo-se um ajustamento com folga, **j** a **m** produzindo-se um ajustamento incerto (pequena folga ou pequeno aperto), **p** a **zc** produzindo-se um ajustamento com aperto.

Após esta explicação, utiliza-se a título exemplificativo caso da tolerância entre o rotor e a palheta. Selecionou-se um tipo de ajustamento deslizante com um grau de acabamento cuidado, a isto corresponde um H7/g6, ou seja, são ajustamentos com folga, pelo que pode haver movimento relativo das palhetas no rotor.

Para a dimensão nominal em questão, que é igual a 2 mm, o IT7 é igual a 0.010 mm pelo que, $2.00^{+0.01}_{+0.00}$ e para g6 $2.00^{-0.002}_{-0.008}$. Vem daqui, que a folga máxima (F_{Max}) e a folga mínima (F_{Min}):

$$F_{Max} = 2.010 - (1.992) = 0.018mm \quad (4.1)$$

$$F_{Min} = 2.00 - (1.998) = 0.002mm \quad (4.2)$$

$$T_{aj} = 0.016mm \quad (4.3)$$

De notar que T_{aj} é a tolerância de ajustamento que resulta da subtração entre a folga máxima e folga mínima.

Com a explicação do exemplo em cima citado é possível compreender o processo para todos os ajustamentos necessários e que são enunciados na tabela 4.7.

Tabela 4.7: Tolerâncias dimensionais para a bomba, sentido radial

Componentes	Tipo de Ajustamento	Acabamento	Furo-Veio	Cota Nominal (mm)	Folga Max. (mm)	Folga Min (mm)	T_{aj} (mm)
Palheta - Rotor	Deslizante	Cuidado	H7=0/0,010 g6=-0,008/-0,002	2.000	0.018	0.002	0.016
Rotor - Corpo	Rotativo	Exatidão	H6=0/+0,019 f6=-0,049/-0,030	55.480	0.068	0.030	0.038
Rotor - Veio	Apertado Forte	Cuidado	H7=0/+0,015 s6=+0,023/+0,032	10.000	-0.037	-0.012	0.024
Estator - Corpo	Ligeiramente preso	Cuidado	H7=0/+0,030 j6=-0,007/+0,012	66.086	0.037	-0.012	0.049
Anel móvel - Rotor	Deslizante	Exatidão	H6=0/-0,009 g5 = -0,002/-0,009	36.922	0.036	0.009	0.025
Anel móvel - Estator	Deslizante	Exatidão	H6=0/+0,016 g5=-0,02/-0,009	45.440	0.036	0.009	0.025
Veio - Corpo	Rotativo	Cuidado	H7=0/0,018 f7=-0,034/-0,016	12.000	0.052	0.016	0.036
Vedante Posterior - Corpo (secção anterior)	Rotativo	Cuidado	H7=0/+0,025 g6=-0,025/-0,009	49.480	0.050	0.009	0.041
Vedante Posterior - Corpo (secção posterior)	Rotativo	Cuidado	H7=0/0,025 g6=-0,025/-0,009	30.400	0.050	0.009	0.041
Tampa - Rotor	Deslizante	Cuidado	H7=0/+0,021 g6=-0,020/-0,007	25.878	0.041	0.007	0.034
Vedante Posterior - Veio	Rotativo	Cuidado	H7=0/+0.018 f7=-0.034/-0.016	12.000	0.050	0.016	0,034

Para o caso das tolerâncias dimensionais no sentido axial, a metodologia tornou-se mais complexa. Estrutura-se o cálculos das folgas para 4 conjuntos de peças. De seguida explica-se a metodologia através de um dos casos.

Para o cálculo da folga no encadeamento de cotas existente entre o rotor, o estator e a tampa recorreu-se à imagem da figura 4.18 para esquematizar o problema.

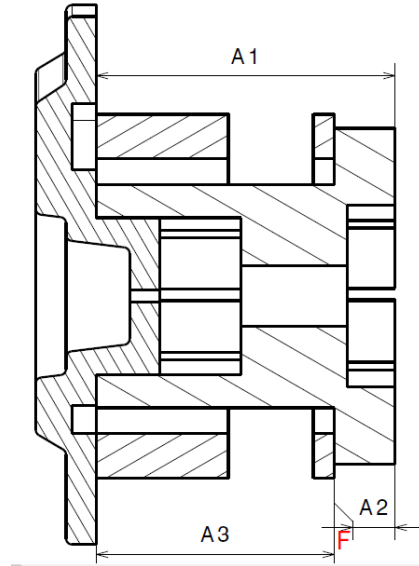


Figura 4.18: Esquema da folga (F) entre o conjunto rotor, o estator e a tampa

Escolhe-se um ajustamento deslizante para a folga em estudo, que é para construção cuidada, um ajustamento do tipo H7/j6. Para este ajustamento e tendo em conta a cota nominal em causa, ou seja, a cota A1 (ou a cota A2+A3, é indiferente) vai se ver qual é o valor dos intervalos de tolerância para o H7 e j6. Se se considerar que a cota nominal A2+A3 é 49.3 mm tem-se que:

- H7 = 0 / +0.025
- j6 = -0.005 / -0.011

Assim para este ajustamento,

$$F_{Max} = 49.325 - (49.295) = 0.030mm \quad (4.4)$$

$$F_{Min} = 49.3 - (49.289) = 0.011mm \quad (4.5)$$

a folga máxima do conjunto em análise será o resultado das seguintes cotas:

$$F_{Max} = 0.030 = A1_{Max} - (A2_{Min} + A3_{Min}) \quad (4.6)$$

e a folga mínima terá o mesmo raciocínio:

$$F_{Min} = 0.011 = A1_{Min} - (A2_{Max} + A3_{Max}) \quad (4.7)$$

Agora já é possível determinar os intervalos de tolerância das cotas A1, A2 e A3, pois mesmo é:

$$IT_{A1} = A1_{Max} - A1_{Min} \quad (4.8)$$

$$IT_{A2} = A2_{Max} - A2_{Min} \quad (4.9)$$

$$IT_{A3} = A3_{Max} - A3_{Min} \quad (4.10)$$

Como o grau de dificuldade e tecnologia utilizada para fazer as cotas A1, A2 e A3 são equivalentes, pode-se assumir que o IT é igual para as 3 cotas, logo o intervalo de tolerância (IT) de cada uma, é um terço do IT da folga, isto é $IT_{A1} = 0.041/3$, $IT_{A2} = 0.041/3$ e $IT_{A3} = 0.041/3$.

Está-se agora em condições de equilibrar as equações 4.6 e 4.7. Substituindo então, vem que:

$$F_{Max} = 0.030 = 49.316 - 39.293 - 9.993 \quad (4.11)$$

$$F_{Min} = -0.011 = 49.3036 - 39.307 - 10.007 \quad (4.12)$$

Sendo o IT_{Total} de 0.041, o $IT_{A1}=0.013$, o $IT_{A2}=0.014$ e o $IT_{A3}=0.014$. Vem daqui que as tolerâncias para estas cotas são de:

- $A1=49.3^{+0.02}_{+0.00}$
- $A2=10^{+0.007}_{-0.007}$
- $A3=39,3^{+0.014}_{-0.014}$.

Explicou-se o processo para o caso em que os IT são iguais. No entanto, esta metodologia pode ser usada para o caso em que os IT são diferente . O equilíbrio das equações tem de ocorrer da mesma forma mas neste caso torna-se mais moroso fazer esse processo. Ora veja-se para o caso da folga para a cadeia de cotas da anilha, a tampa, o rotor e o veio, onde se ilustra este caso na figura 4.19.

Como se trata do ajustamento da anilha o IT_{Total} não foi calculado, mas sim atribuído, e este é igual a 0.4. É ressaltado que para a função técnica que esta tem de cumprir, o valor não deve ultrapassar um milímetro.

Este procedimento prático engloba 4 cotas e, segundo as regras, o IT_{Total} deveria ser calculado de uma forma diferente, que será explicada no exemplo seguinte, no entanto, como foi atribuído, não faz diferença. Uma vez que já se conhece a cota C4, os intervalos de tolerância entre cada componente serão diferentes, procedeu-se da seguinte forma:

$$IT_{C1} = C1_{Max} - C1_{Min} \quad (4.13)$$

e será igual para as restantes cotas, isto é:

$$IT_{C_{n+1}} = C_{n+1_{Max}} - C_{n+1_{Min}} \quad (4.14)$$

Atribui-se que $IT_{Total}=0.4$, $IT_{C4}=0.02$, $IT_{C3}=0.13$, $IT_{C2}=0.13$, $IT_{C1}=0.13$. Das equações seguintes e equilibrando-as:

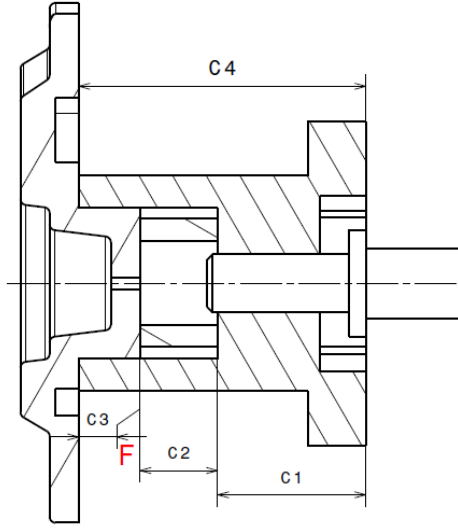


Figura 4.19: Esquema da folga (F) entre o conjunto rotor, a tampa, o rotor

$$F_{Max} = 0.8 = C4_{Max} - (C3_{Min} + C2_{Min} + C1_{Min}) = 49.32 - 10.02 - 13.20 - 25.30 \quad (4.15)$$

$$F_{Min} = 0.4 = C4_{Min} - (C3_{Max} + C2_{Max} + C1_{Max}) = 49.30 - 10.15 - 13.33 - 25.43 \quad (4.16)$$

Excluindo C4 que é igual a A1 e, por isso, já se determinou no primeiro exemplo, apresentam-se então as tolerâncias dimensionais para as cotas:

- $C1 = 25.45_{-0.02}^{-0.15}$
- $C2 = 13.35_{-0.02}^{-0.15}$
- $C3 = 10.5_{-0.35}^{-0.48}$

Na mesma lógica aumentou-se a complexidade e é apresentado um exemplo onde se calcula a folga para um conjunto de 6 cotas funcionais. A forma pelo qual são distribuídos os intervalos de tolerância já não ocorre linearmente, mas obedece sim a uma distribuição, segundo a equação 4.17.

$$IT_{Total} = \frac{\sqrt{IT_n^2 + IT_{n+1}^2}}{n} \quad (4.17)$$

Esta equação, 4.17, serve para o cálculo da folga, que ocorre entre o ajustamento do conjunto da tampa, rotor, anilha anterior, posterior e o veio. Este conjunto é representado pela figura 4.20.

Já é conhecido o IT da cota D4 que é igual à cota C2 e o IT da cota D5 que é igual à cota C3. Considerando os IT das restantes cotas iguais e recorrendo à equação 4.20

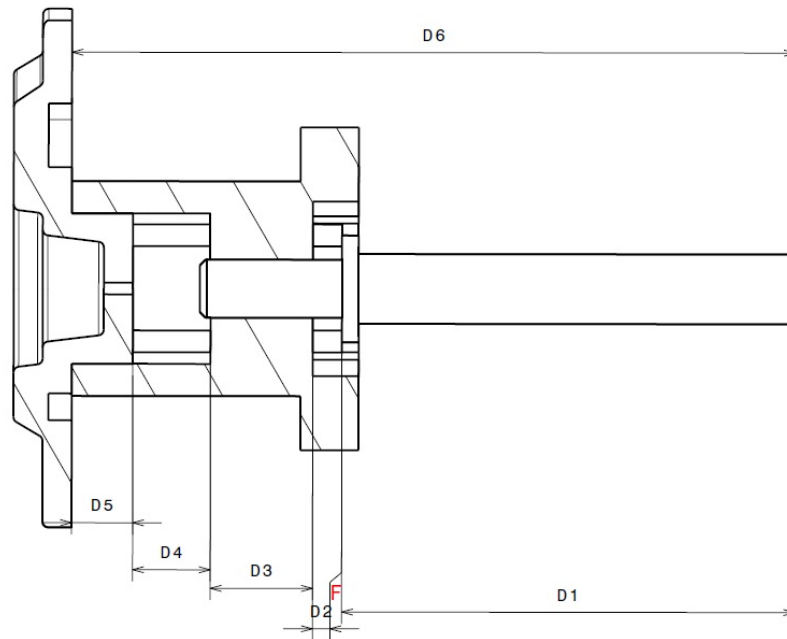


Figura 4.20: Esquema da folga (F) entre o conjunto a tampa, o rotor, a anilha anterior, posterior e o veio

pode-se substituir na equação 4.17, atribuindo o $IT_{Total}=0.2 \text{ mm}$ ⁵. Resolvendo igual a IT_{D1} vem então que:

$$IT_{D1} = IT_{D2} = IT_{D3} = IT_{D6} = 0.23 \quad (4.18)$$

Para agilizar os cálculos, uma vez que se trataram de 6 cotas funcionais recorreu-se ao *software* MATLAB, podendo ser visualizada no Anexo D.

Depois de equilibrar as equações foram então calculadas as tolerâncias dimensionais que faltavam, são elas:

- $D1=77.87^{+0.23}_{+0.00}$
- $D2=5^{+0.23}_{+0.00}$
- $D3=17.58^{+0.23}_{+0.00}$
- $D6=124.3^{+0.70}_{+0.00}$

Após a explicação de 3 exemplos distintos, agora, com recurso ao autor referenciado em [38] elabora-se uma tabela resumo com a análise funcional de cada folga e os valor dos elementos da cadeia de cotas e sua verificação.

⁵Uma vez que se trata do ajustamento da anilha posterior, pode ser atribuída a folga desde que não exceda um milímetro

Tabela 4.8: Resumo das cadeias de cotas e respectivas tolerâncias dimensionais para a bomba de óleo

Análise Funcional		Valor dos elementos da cadeia de cotas	Verificação
Função a assegurar	Folgas		
Assegurar que o Estator e o Rotor têm uma folga de trabalho para evitar gripar os componentes com os ciclos de rotação	Fmax=0.030	Folga=A1-(A2+A3)	Fmax=A1 max - (A2min + A3 min) Fmax=49.316-9.993-39.293 Fmax=0.03
		A1= 49.3 $^{+0.02}_{-0.00}$	
	Fmin=-0.011	A2=10 $^{+0.007}_{-0.007}$	Fmin=A1 min - (A2max + A3max) Fmin=49.303-10.007-39.307 Fmin=-0.011
		A3=39, 3 $^{+0.014}_{-0.014}$	
Assegurar que o Corpo e o Rotor têm uma folga de trabalho para evitar gripar os componentes com os ciclos de rotação	Fmax=0.066	Folga=B1-B2	Fmax=B1 max - B2 min Fmax=49.32-49.25 Fmax=0.066
		B1=49, 3 $^{+0.02}_{+0.00}$	
	Fmin=0.025	B2=49, 3 $^{-0.02}_{-0.05}$	Fmin = B1 min - B2max Fmin = 49.3-49.29=0.025
Assegurar que a anilha anterior cumpre a função restringindo o movimento de translação	Fmax=0.8	Folga=C4-(C3+C2+C1)	Fmax=C4 max - (C3 min + C2 min + C1 min) Fmax=49.32-10.02-13.20-25.30 Fmax=0.8
		C1=25.45 $^{-0.15}_{-0.02}$	
		C2=13.35 $^{-0.15}_{-0.02}$	
	Fmin=0.4	C3=10.5 $^{-0.48}_{-0.35}$	Fmin=C4 min- (C3 max + C2 max + C1 max) Fmin=49.30-10.15-13.33-25.43 Fmin=0.4
		C4=49.3 $^{+0.02}_{+0.00}$	
Assegurar uma cota de montagem para o veio e garantir que a anilha anterior cumpre afunção restringindo o movimento de translação	Fmax=0.6	Folga=D6-(D5-D4-D3-D2-D1)	Fmax=D6 max-(D5-D4 -D3 -D2 -D1)min Fmax=124.3-77.87-5-17.58-13.2-10.02 Fmax=0.6
		D1=77.87 $^{+0.23}_{+0.00}$	
		D2=5 $^{+0.23}_{+0.00}$	
		D3=17.58 $^{+0.23}_{+0.00}$	
	Fmin=0.4	D4=13.35 $^{-0.15}_{-0.02}$	Fmin=D6 min-(D5-D4-D3-D2-D1)max Fmin=125-78.81-5.23-17.81-13.35-10.15 Fmin=0.4
		D5=10.5 $^{-0.48}_{-0.35}$	
		D6=124.3 $^{+0.70}_{+0.00}$	

4.4.3 Desenho de Conjunto

O desenho de conjunto representa a bomba de óleo no seu todo e define todas as peças pertencentes à mesma. São apresentadas de forma visível e na posição correta de funcionamento. Considerou-se necessário a elaboração de apenas um desenho de conjunto para o mecanismo, em detrimento de sub-divisões, pois não houve essa necessidade. Foram também atribuídas as medidas de atravancamento.

O desenho faz referência às diferentes peças através de balões numerados e que se fazem corresponder na lista de peças, uma representação deste pode ser observado na figura 4.21.

No Anexo B pode ser visualizado o desenho de conjunto

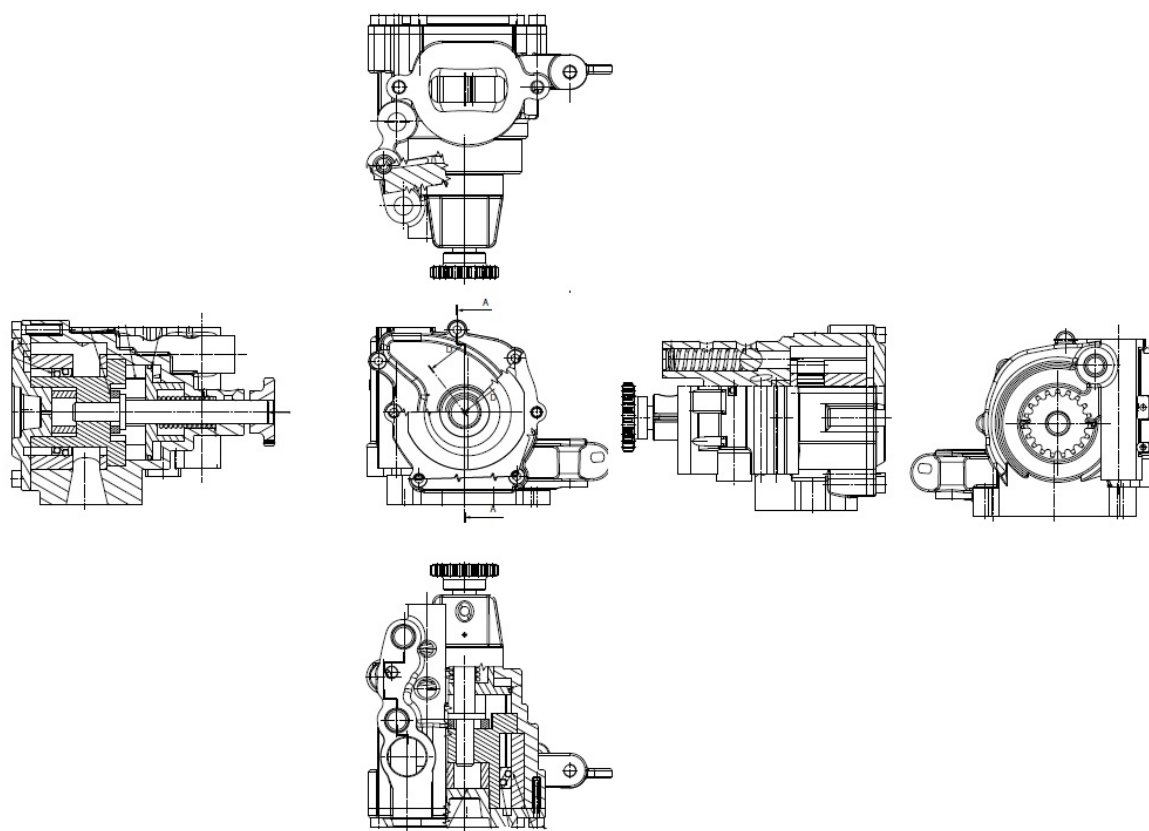


Figura 4.21: Representação do conjunto.

4.4.4 Perspetiva Explodida

Na perspectiva explodida, surge um diagrama que mostra a relação, ou sequência de montagem das diversas peças do conjunto que será produzido. Estão ligeiramente separados por uma distância e seguem como referência o eixo do corpo. Com esta é possível ter-se uma melhor percepção de como se relacionam as peças do conjunto e como se montam. Na figura 4.22 pode ser visto uma representação do esquema de montagem.

No Anexo C pode-se ser vista a perspectiva explodida com mais pormenor

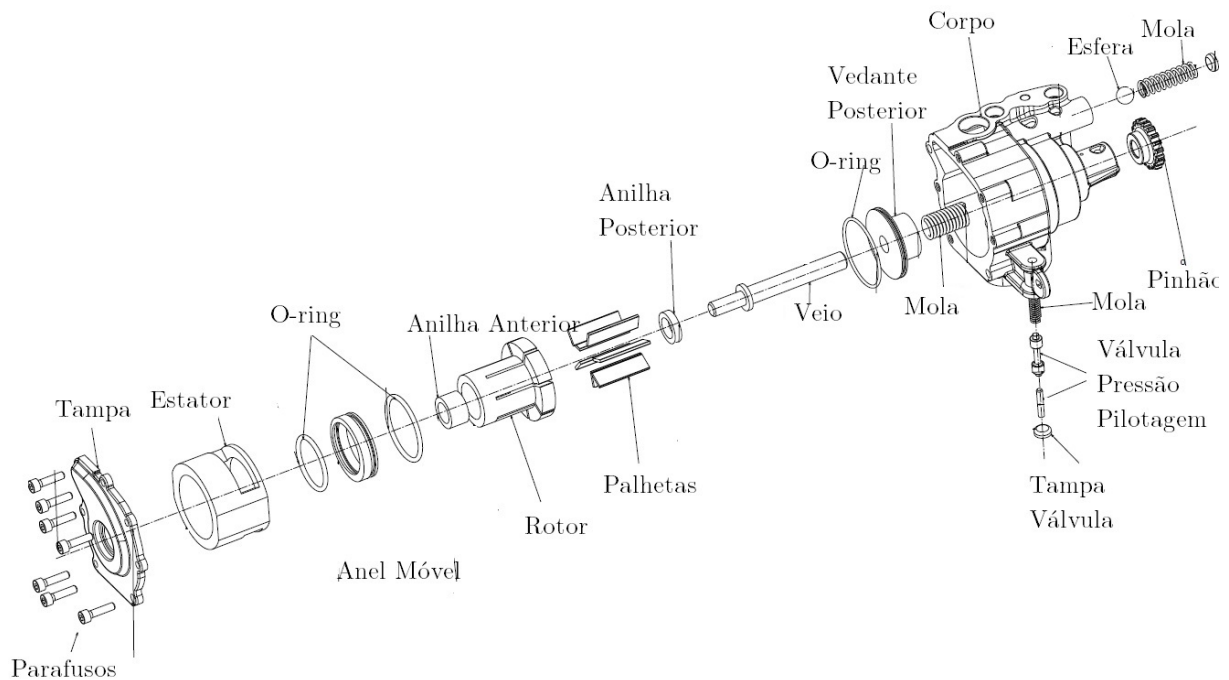


Figura 4.22: Representação do esquema de montagem.

4.4.5 Desenhos de Definição

Ainda de acordo com a bibliografia [37] o desenho de definição é uma representação que faz as exigências a que deve satisfazer uma peça de uma máquina, num estado de acabamento que é estipulado. São incluídos neste as formas, as tolerâncias, os estados das superfícies, o material no seu estado de utilização. Estes são executados na fabricação e têm o detalhe e as dimensões de acordo com as possibilidades da oficina, que deve assegurar o que está prescrito no desenho.

Foram elaborados os desenhos de definição para todos os componentes modelados. Aqueles que se mantiveram de série, como a válvulas de controlo de pressão de pilotagem e a válvula de segurança, optou-se por não se fazer os desenhos de definição, uma vez que o fabricante já tinha assegurado os mesmos e estes não tinham sido alterados. Para os desenhos elaborados, estes incluem:

- Forma (Vistas principais, secundárias e cortes)
- Cotação Funcional
- Rugosidades
- Toleranciamento Dimensional (ver secção 4.4.2)
- Toleranciamento Geométrico

Em relação ao último tópico foram aplicadas tolerâncias de forma, a elementos isolados da peça (planeza, cilíndricidade), tolerâncias de orientação (paralelismo e perpendicularidade), de posição (localização, coaxialidade) e de batimento (batimento circular

limpos.

Sucintamente esta técnica conjuga o método por extrusão de plásticos e deposição camada a camada. A cabeça onde tem ação o processo de extrusão é alimentado continuamente e neste, o material fundido é colocado por camadas, as quais vão solidificando, durante o arrefecimento. Quando a camada se encontra preenchida, a plataforma que suporta a peça é ajustada em altura e recomeça o ciclo de extrusão para uma nova camada. [39]

Dentro dos materiais comumente utilizados, ABS ⁶, policarbonatos e poliamidas, foi selecionado uma poliamida cujo nome é PLA ⁷. Inicialmente usou-se ABS, no entanto para os parâmetros da máquina utilizada ficou um mau acabamento e as peças empenaram, optando-se por isso pelo PLA.

São de seguida apresentadas imagens do protótipo. Na imagem 4.24 é mostrado o mecanismo por trás, sem o corpo. É possível observar a cavidade efetuada na tampa para o controlo da pressão aplicada ao anel móvel.



Figura 4.24: Visualização da parte de trás sem o corpo

A imagem do corpo 4.25 permite ter uma perceção do detalhe do corpo e visualiza-se que este foi impresso em duas metades. Usando o eixo do furo do veio, criou-se um plano para dividir o corpo e gerou-se os modelos em STL das mesmas. Durante a fase de impressão, cada metade, levou para finalizar, aproximadamente 9 horas de trabalho da máquina.

Na figura 4.28 a bomba é vista de frente e está montada com quase todos os componentes, excetuando a tampa e o anel móvel, que foram retirados com o intuito de se observar por onde o óleo é aspirado e onde é expelido (seta inferior e superior, respetivamente). Também se observa a excentricidade que é garantida pelo posicionamento do estator no corpo e do rotor que está ligado ao veio. O veio garante a posição do rotor ao ser montado no furo do corpo, referenciado como 1, na figura 4.25. É assim criada esta excentricidade que permite garantir a posição do anel móvel e, assim, não rodar sobre o rotor ou o estator. Se esta posição para o anel não fosse garantida, a única maneira,

⁶ Acrilonitrila Butadieno Estireno

⁷ Ácido Polilático

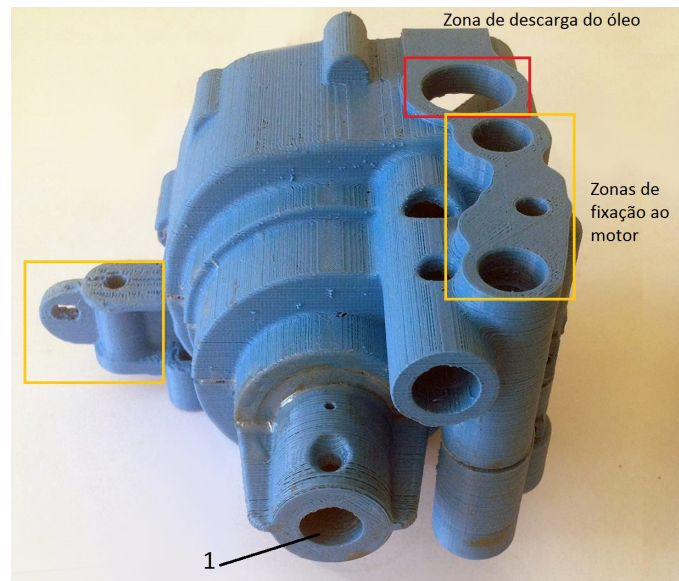


Figura 4.25: Corpo impresso em FDM

seria através de um rasgo. No entanto esse que não pode ser concretizado, pois o anel tem movimento de translação, que inviabiliza a solução. Esta mesma excentricidade fixa permite formar 7 câmaras diferentes. Também está representado o sentido anti-horário de rotação no canto inferior direito.

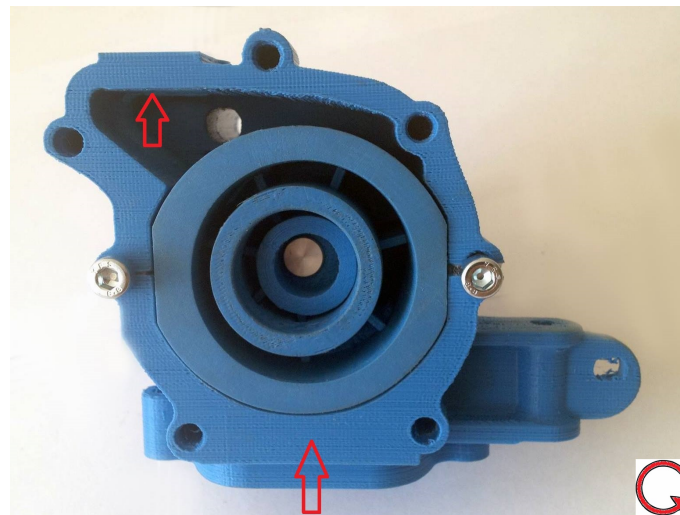


Figura 4.26: Vista de frente do protótipo que permite visualizar o sentido do óleo

A construção do protótipo ajudou a perceber melhor o funcionamento do mecanismo, nomeadamente a técnica para variação de caudal. Percebe-se pela imagem 4.28 que do lado esquerdo o protótipo demonstra um desempenho da bomba em que se estará a debitar menos caudal, pois o volume das câmaras por rotação é menor. Observe-se que o vedante posterior encontra-se empurrado para a zona posterior pelo óleo, que pressiona o anel móvel e as palhetas. Do lado direito da mesma imagem apresenta-se outra posição

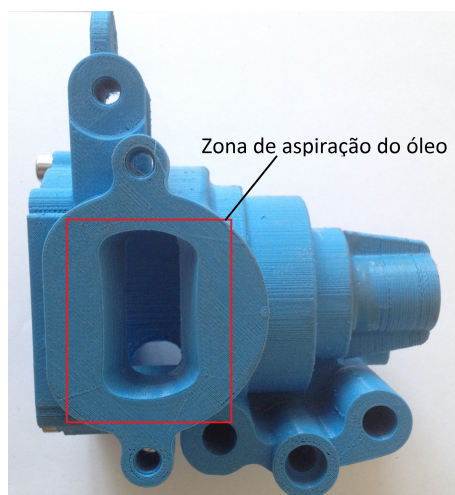


Figura 4.27: Vista de baixo do protótipo que permite visualizar a entrada do óleo na bomba

do mecanismo de regulação de caudal que será quando a bomba está a debitar o máximo por rotação e, aí, o vedante posterior é que empurra o conjunto palhetas-anel móvel.

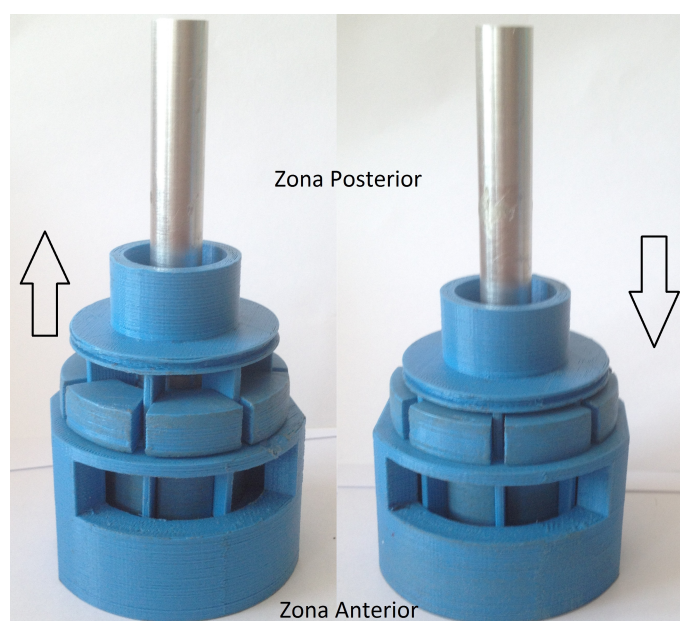


Figura 4.28: Explicação do mecanismo de regulação de caudal com recurso ao protótipo

Em relação à construção do protótipo FDM ocorreram alguns contra tempos que é característico de qualquer técnica. O primeiro relaciona-se com o bico do extrusor ter feito penetração numa peça (estator). Como este se encontra quente durante o processo fez um pequeno buraco. Um dos STL foi mal gerado e por isso uma metade do corpo ficou com uma superfície inacabada, como cada metade demora 9 horas a imprimir na definição pretendida, solucionou-se o problema com cola epoxi, comumente conhecida como cola de 2 elementos, ver figura 4.29. Por fim, como qualquer processo, existem

tolerâncias para o mesmo e, por defeito, a máquina utilizada da BQ, *Prusa i3 hephestos*, para o acabamento deixou uma pequena sobre espessura. Em virtude disso, alguns componentes não encaixavam. No entanto, como se pretendia um protótipo funcional, a solução a adotar foi o desbaste dos componentes que ocorreu de duas formas. A primeira passou pela utilização de lixa manual de várias granularidades, sendo que a última utilizada tinha 1500 e usou-se com o fim de deixar as superfícies com pouca rugosidade. A segunda forma passou pela oficina, onde se utilizou o torno e a furadora para garantir que era possível o encaixe das peças. Ainda de notar que devido ao uso destas técnicas de desbaste o PLA perdeu o brilho, ficando de uma cor mate.



Figura 4.29: Junção de componentes com cola epoxi

Capítulo 5

Conclusões Finais e Ações Futuras

5.1 Conclusões

A indústria automóvel está em constante mudança, os paradigmas alteram-se e, em consequência disso, aparece a necessidade da evolução. Enfrentam-se novas tendências e a consciência de mudanças climáticas provocou uma mudança irreversível nos padrões da indústria referida. Assim, os fabricantes necessitam de ter em conta outros fatores para o automóvel, sem prejudicar o desempenho do mesmo. Este desafio aliciente, leva a que sejam construídas soluções inovadoras para suprimir as necessidades dos novos fatores a ter em conta, a nível social, económico e ambiental. Construir um mecanismo novo e sustentável, implica que sejam estudadas, com profundidade e rigor, várias áreas relacionando-as e escolher de um panóplia de soluções existentes, aquela que permite suprir as necessidades do cliente.

Para o caso da bomba de óleo que se encontra dentro da situação supracitada, a maior parte dos motores de automóveis têm bombas de caudal fixo. E estas, a baixas rotações, estão sobre dimensionadas para as necessidades, o que representa desperdícios.

O presente trabalho teve como motivação o desenvolvimento e otimização do produto-processo de um novo conceito de bomba de óleo de caudal variável, para aplicação num motor de combustão interna, que vai ao encontro das necessidades do cliente, apresentando-se como um componente diferenciador na indústria automóvel. Este conceito foi projetado para ser facilmente adaptado a um modelo já existente, significando, por isso, que as medidas tiveram que ser mantidas. Pode-se afirmar que este objetivo foi atingido, uma vez o novo modelo possui as mesmas características do existente, embora com conceitos diferentes.

Apesar deste novo modelo ser uma adaptação de um já existente e, tendo em conta, que já existia a versão 0 [19], foi feita pesquisa no sentido de encontrar soluções inovadoras para o projeto. Estas são apresentadas no documento, sendo que algumas são mesmo constituintes da solução final. Toda a componente de processo de desenvolvimento do produto foi elaborado no sentido da otimização, houve o esforço de encontrar fatores a melhorar no sistema e dar resposta aos problemas apresentados. Exemplos disso é toda a componente de dimensionamento de suporte ao projeto e a realização de uma análise de modos e falhas, que ainda não existia.

É apresentada uma análise de custos para um protótipo único, a conclusão retirada desta foi um preço um pouco elevado, no entanto para a fabricação em série acredita-se que o preço diminua substancialmente.

Na componente de modelação procedeu-se então às alterações no sentido do desenho de fabricação e na redução dos custos dos componentes, dos custos de montagem e nos custos de suporte. Foi feita uma análise comparativa mostrando, assim, aquilo que foi melhorado. Pode-se afirmar que o modelo apresenta uma fisionomia simples, leve e com a perspectiva para fabrico, dando resposta ao desafio imposto anteriormente.

Em relação à análise estrutural por elementos finitos, esta foi muito importante no preenchimento de uma lacuna que existia no projeto como seu todo. Foi necessário proceder às simulações que permitem validar o modelo com uma estrutura mecânica. Ainda em relação à componente de projeto, esta é composta por um dossier técnico que serve de suporte a todo o processo de dimensionamento geométrico e estrutural, o que representa uma mais valia, enquanto processo de um novo produto. O cálculo das tolerâncias dimensionais do produto, permitem garantir que o novo modelo seja montado funcionalmente como conjunto.

Como solução final o modelo apresenta-se como um protótipo funcional impresso em 3D e não como um produto acabado. No entanto, pode-se afirmar que neste momento é possível, ao nível dos sistemas e funcionalidade dos mesmos, a fabricação do primeiro protótipo com rigor.

5.2 Ações Futuras

Dada as características do tema, no desenvolvimento é sempre possível melhorar o produto alvo de estudo. Embora se trate de um projeto desenvolvido no sentido da otimização, existem ações que podem ser tomadas no sentido de complementar ou corrigir o trabalho elaborado. Enunciam-se, assim, algumas medidas que podem ser tidas em conta para trabalhos futuros:

- Dimensionamento eletrónico para toda a componente de controlo do sistema, auxiliando os sistemas já existentes para o efeito;
- Estudo ao nível da mecânica de fluídos, utilizando o modelo CAD para simulações num programa de elementos finitos, com o intuito de otimizar a bomba em termos de escoamentos do fluído;
- Estudo em detalhe para o processo de fabrico para todos os componentes, realizando as gamas de maquinagem, bem como o projeto de ferramentas e moldes para as peças de fundição;
- Projeto de um novo sistema de válvulas que permita melhorar a eficiência volumétrica;
- Estudo de novos materiais a aplicar, diferentes do modelo comercial, de forma a obter uma melhor relação peso-desempenho;
- Fabrico de um produto final possível de ser montado no motor e testado banco de ensaios a fim de validar o projeto;

Bibliografia

- [1] L. Ferreira, Projeto e construção de uma bomba de pistões axiais swashplate.Ph.D. Dissertation, 2004.
- [2] G. E. Totten, Handbook of Hydraulic Fluid Technology, Second Edition, 2011.
- [3] T. R. Henriques, "Estudo e integração de sistemas de recuperação de energia na gestão térmica de motores de combustão interna de veículos pesados", 2013.
- [4] T. Li, W. Zhang, M. Jiang e Z. Li, "Experimental study on series operation of sliding vane pump and centrifugal pump", International Journal of Rotating Machinery, 2013.
- [5] Anónimo, "Manual Técnico", Schneider Motobombas, Joinville - SC, Brasil, 2006
- [6] "Les Pompes Hydrauliques", [Online]. Available: http://www4.ac-nancy-metz.fr/autocompetences/2_ressources_pedagogiques/12_parcs-et-jardins/stockage_debatty-jc/h-dossiers-divers/1_technologies_sous-systemes/5_pompes-hydrauliques.pdf [Accessed: 04-Mar-2015].
- [7] "Principaux types de pompes hydrauliques volumétriques (introduction), Soutien scolaire, Cours Mécanique industrielle, Maxicours", [Online]. Available: <http://www.maxicours.com/soutien-scolaire/mecanique-industrielle/bac-pro/134501.html> [Accessed: 19-Mar-2015]
- [8] "Fiche Les pompes hydrauliques", [Online]. Available: <http://www.e-presta-formation.fr/app/download/5793016335/pompes+hydrau++9.pdf> [Accessed: 20-Mar-2015]
- [9] E. Dalla Lana, "Avaliação do rendimento de bombas hidráulicas de engrenagens externas através de medição de temperatura", SC, Florianópolis, BR,2005
- [10] "La pompe hydraulique", [Online]. Available: http://bernarderic4926.perso.sfr.fr/dr/hydrau/Dr_pompe%20hydrau.pdf [Accessed: 26-Mar-2015]
- [11] D. A. C. Pequeno, "Sistemas hidráulicos e pneumáticos", PRONATEC/IFCE, Ceará, BR, 2011
- [12] "Industrial Lube Pump", [Online]. Available: <http://www.vikingpump.com/products/industrial-lobe-pumps> [Accessed: 8-April-2015]
- [13] J. O. Peça, "Bases de óleo dinâmicas transmissões hidráulicas em máquinas agrícolas", UE, Évora, PT, 2013

-
- [14] "Variable-displacement oil pumps"[Online]. Available: <https://www.highpowermedia.com/blog/3829/variable-displacement-oil-pumps> [Accessed: 4-April-2015]
- [15] [Online]. Available: <http://www.designworldonline.com/uploads/ImageGallery/july-fp-1e.jpg> [Accessed: 6-April-2015]
- [16] S. Loganathan, S. Govindarajan, J. Suresh Kumar, K. Vijayakumar and K. Srinivasan, "Design and Development of Vane Type Variable Flow Oil Pump for Automotive Application", Relatório Técnico, oct 2011.
- [17] J. L. Meira, E. G. Ribeiro, A. P. Filho and W. Melo, "Strategies for energy savings with use of constant and variable oil pump systems", Sae 2001-36-0150 E, 2011.
- [18] S. Mancò, N. Nervegna, M. Rundo and G. Armenio, "Displacement vs Flow Control in IC Engines Lubricating Pumps", mar 2004.
- [19] J. C. d. S. Batista, "Conceção de bomba de óleo de caudal ajustável para motores térmicos", M.S. Thesis, DEM, UA, Aveiro, PT, 2014.
- [20] E. Ascari and L. Campani, "Variable-delivery vane pump, in particular for oil", W0 2006/054161 A1, 2006.
- [21] A. Koichuro, F. Tomoyuki, S. Hiroshi and S. Masamichi, "Variable Displacement Vane Pump Patent Application", EP 2009/0005115 A2, 2006.
- [22] G. Armeno, M. Lazzerini, N. Novi and R. Squarcini, "A Variable-Displacement Vane Oil Pump", WO 2008/065513, 2008.
- [23] J. Millon, "Pompe à huile à débit variable comportant un système de régulation de la pression d huile en fonction de la température", EP 2 551 525 A2, 2012.
- [24] P. Sung, S. M. Chull "Vane Angle Change Type Electro Controlled Variable Displacement Pump", KR20140074558 (A), 2014. [Online]. Available: <http://worldwide.espacenet.com/>
- [25] Anónimo, "Rotary Pump with variable flow rate, particularly for oil", EP 1 213 481 A1, 2002.
- [26] G. Guarnika, N. Allart "Agencement de pompe à huile", EP 1 674 676 A2, 2006.
- [27] K. Kai, "Oil pressure control device" EP 1 961 961 A2, 2008.
- [28] J. T. Gondek, "Planetary gear pump", US3870437 A, mar 1975. [Online]. Available: <https://www.google.com/patents/US3870437>
- [29] K. Hosono, "Internal Gear Oil Pump", EP 1 340 914 A2 2003.
- [30] "Variable Displacement: The Future of the Oil Pump is Here". [Online]. Available: <http://www.underhoodservice.com/variable-displacement-future-oil-pump/> [Accessed: 6-April-2015]
-

-
- [31] "Pompe Huile", [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=rZfh3CRaipM>[Accessed: 7-Jun-2015]
- [32] H. Mèmeteau e B. Collomb, Technologie fonctionnelle de l'automobile - Tome 1 - 7^{ed.} Dunod, 2014
- [33] A. Completo, "Projeto e Engenharia de Produto", Universidade de Aveiro, 2012
- [34] A. B. Morais, Sistemas Mecânicos Textos de Apoio Molas Parafusos Ligações soldadas, Universidade de Aveiro, 2010.
- [35] J. Fabi, Identification of Potential Failures of Test Stand For Testing Hydraulic Pumps using FMEA Method. Institute of Applied Informatics, Faculty of Mechanical Engineering, Cracow University of Tecnology, 2010.
- [36] "MakeItFrom.com: Material Properties Database", [Online]. Available: <http://www.makeitfrom.com/> [Accessed: 10-Aug-2015]
- [37] S. Morais, Desenho Técnico Básico 3, Porto Editora, 2006.
- [38] A.Chevalier, Industriel, Guide du Dessinateur. Hachette Technique, édition 19^{ed.}, 1996.
- [39] C. Relvas, "Tecnologias de prototipagem rápida e fabrico rápido de ferramentas", Universidade de Aveiro, 2008.
- [40] M. Ben Daya e A. Raouf, "A revised failure mode and effects analysis model", International Journal of Quality and Reliability Management, pág. 43-47, 2013.

Capítulo 6

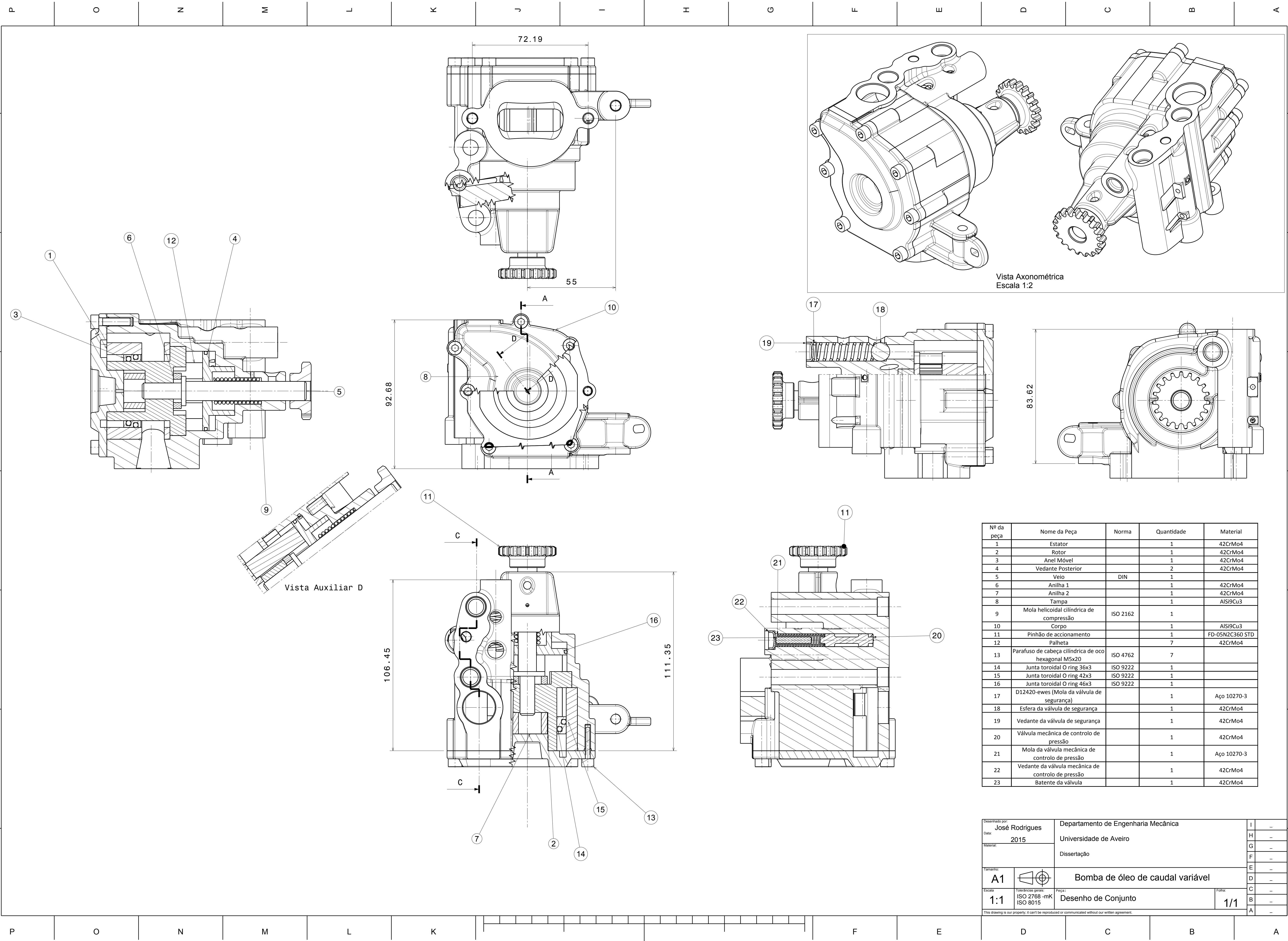
Anexos

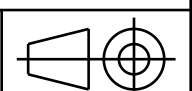
Anexo A - FMEA

RATING	DEGREE OF SEVERITY	PROBABILITY OF OCCURRENCE		ABILITY TO DETECT	
			Frequency (1 in ...)		Detection certainty
1	Customer will not notice the adverse effect or it is insignificant	Likelihood of occurrence is remote	1,000,000	Sure that the potential failure will be found or prevented before reaching the next customer	100%
2	Customer will probably experience slight annoyance	Low failure rate with supporting documentation	20,000	Almost certain that the potential failure will be found or prevented before reaching the next customer	99%
3	Customer will experience annoyance due to the slight degradation of performance	Low failure rate without supporting documentation	5,000	Low likelihood that the potential failure will reach the next customer undetected	95
4	Customer dissatisfaction due to reduced performance	Occasional failures	2,000	Controls may detect or prevent the potential failure from reaching the next customer	90
5	Customer is made uncomfortable or their productivity is reduced by the continued degradation of the effect	Relatively moderate failure rate with supporting documentation	500	Moderate likelihood that the potential failure will reach the next customer	85
6	Warranty repair or significant manufacturing or assembly complaint	Moderate failure rate without supporting documentation	100	Controls are unlikely to detect or prevent the potential failure from reaching the next customer	80
7	High degree of customer dissatisfaction due to component failure without complete loss of function. Productivity impacted by high scrap or rework levels.	Relatively high failure rate with supporting documentation	50	Poor likelihood that the potential failure will be detected or prevented before reaching the next customer	70
8	Very high degree of dissatisfaction due to the loss of function without a negative impact on safety or governmental regulations	High failure rate without supporting documentation	20	Very poor likelihood that the potential failure will be detected or prevented before reaching the next customer	60
9	Customer endangered due to the adverse effect on safe system performance with warning before failure or violation of governmental regulations	Failure is almost certain based on warranty data or significant DV testing	10	Current controls probably will not even detect the potential failure	50
10	Customer endangered due to the adverse effect on safe system performance without warning before failure or violation of governmental regulations	Assured of failure based on warranty data or significant DV testing	2	Absolute certainty that the current controls will not detect the potential failure	< 50

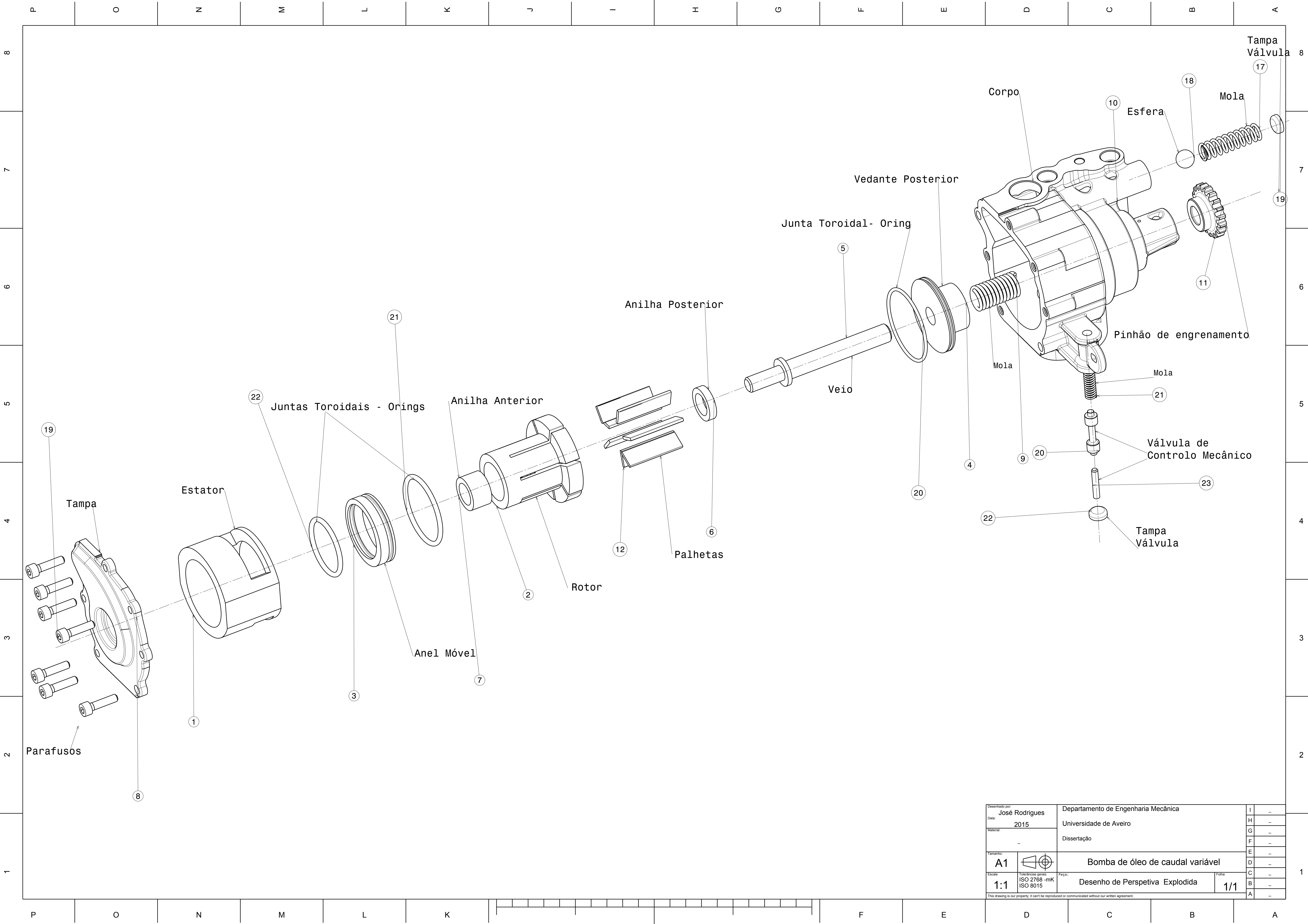
Figura 6.1: Fatores de pontuação para a análise modo falha e efeito cliente (AMFE). Adaptado de [40].

Anexo B - Desenho de Conjunto



Desenhado por: José Rodrigues		Departamento de Engenharia Mecânica		I	—	
Data: 2015		Universidade de Aveiro		H	—	
Material:		Dissertação		G	—	
				F	—	
Tamanho:				Bomba de óleo de caudal variável		
				D	—	
Escala 1:1	Tolerâncias gerais: ISO 2768 -mK ISO 8015		Peça: Desenho de Conjunto	Folha: 1/1	C	—
This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.					B	—
					A	—

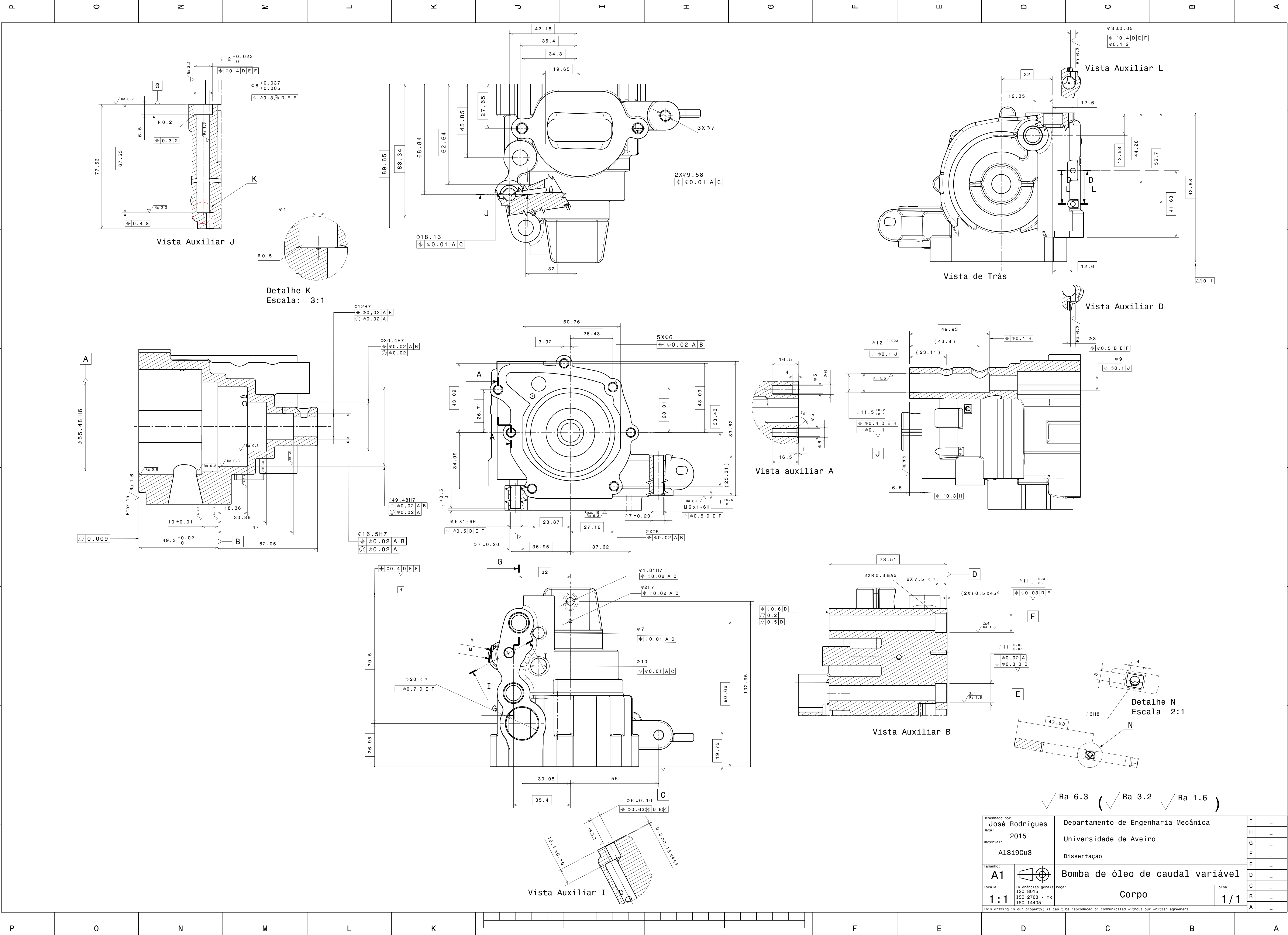
Anexo C - Desenho em Perspetiva Explodida



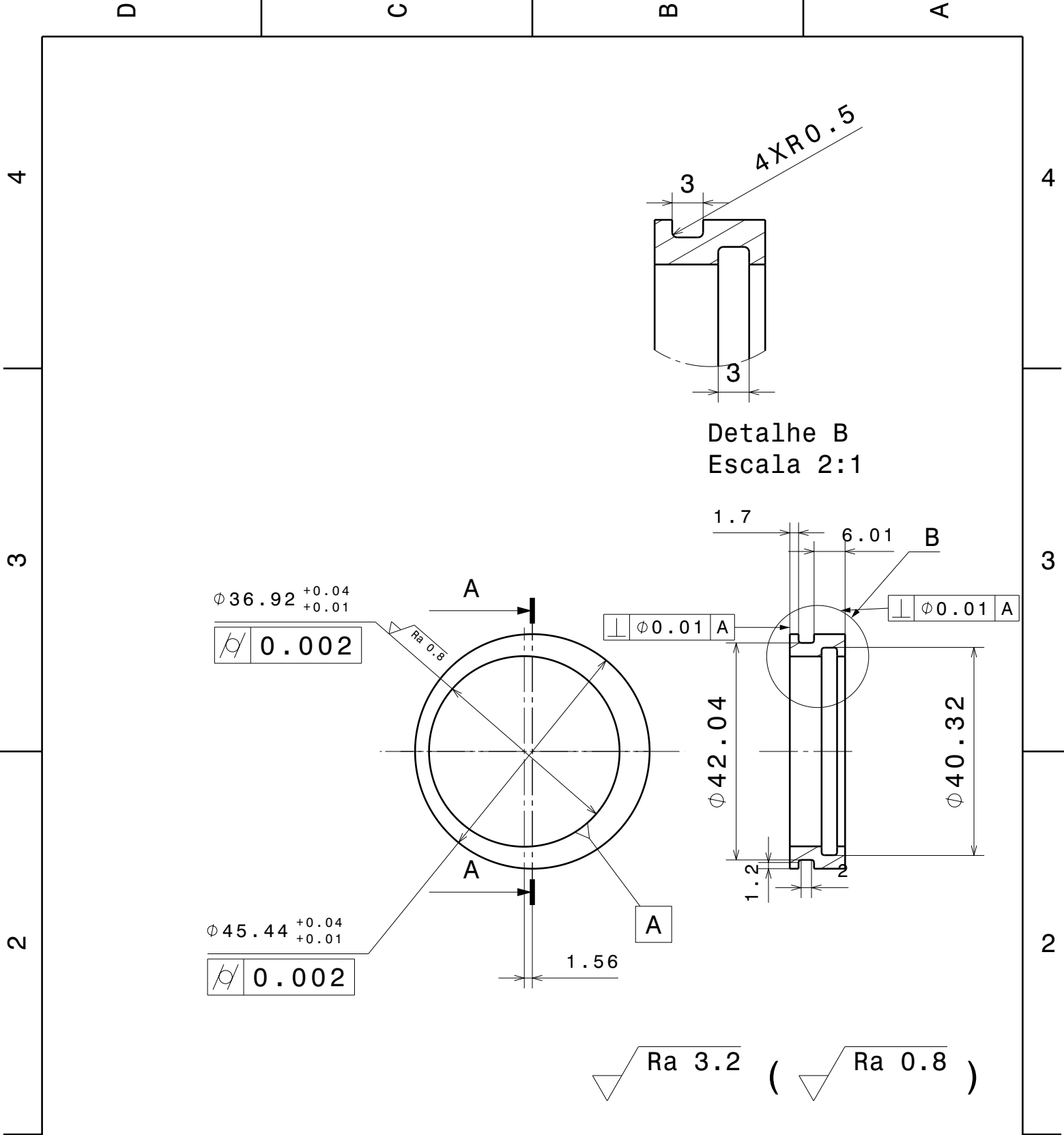
Desenhado por: José Rodrigues	Departamento de Engenharia Mecânica		I	-
Data: 2015	Universidade de Aveiro		H	-
Material: -	Dissertação		G	-
			F	-
Tamanho: A1			E	-
			D	-
Escala: 1:1	Tolerâncias gerais: ISO 2768 -mK ISO 8015	Piça: Desenho de Perspetiva Explodida	Folha: 1/1	C
This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.				B
				A

Anexo D - Desenhos de Definição

8
7
6
5
4
3
2
1



8
7
6
5
4
3
2
1



Desenhado por:
José Rodrigues

Data:
2015

Material:
**Cr-Mo
Steel 42CrMo4**

Tamanho:
A4

Escala
1:1

Tolerâncias gerais
**ISO 8015
ISO 2768-mK**

Departamento de Engenharia Mecânica

Universidade de Aveiro

Dissertação

Bomba de óleo de caudal variável

Peça:

Anél Móvel

Folha:

1/1

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

4

4

3

3

2

2

1

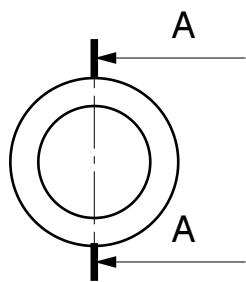
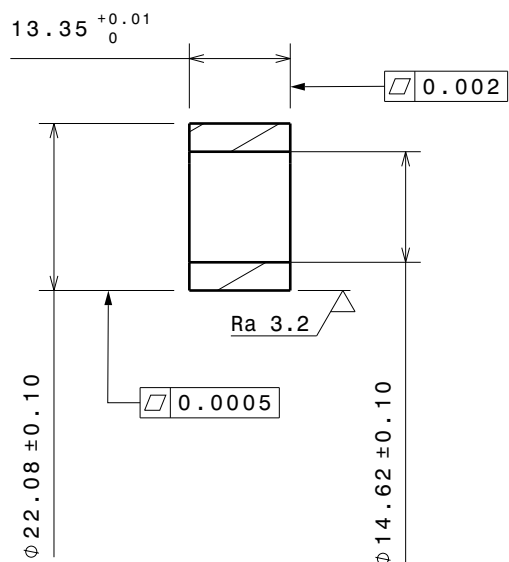
1

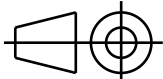
D

C

B

A



Desenhado por: José Rodrigues		Departamento de Engenharia Mecânica Universidade de Aveiro Dissertação	I	—	
Data: 2015			H	—	
Material:			G	—	
Cr-Mo Steel 42CrMo4			F	—	
			E	—	
Tamanho:		Bomba de óleo de caudal variável	D	—	
A4			C	—	
Escala			Peça:	B	—
1:1			Anilha 1	A	—
Tolerâncias gerais			Folha:		
ISO 2768 -mK ISO 8015		1/1			
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.					

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

4

4

3

3

2

2

1

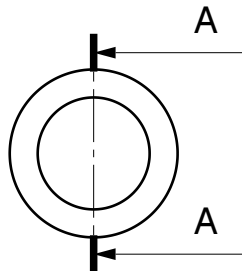
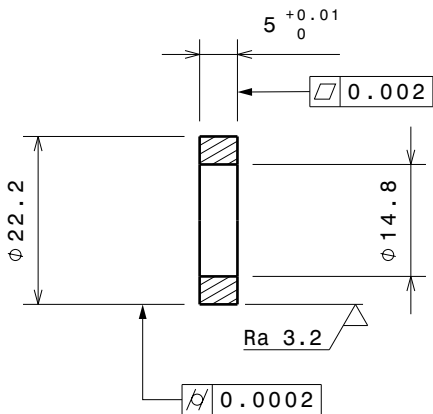
1

D

C

B

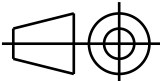
A



Desenhado por:
José Rodrigues
Data:
2015
Material:
Cr-Mo
Steel 42CrMo4

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade de Aveiro
Dissertação

Tamanho:
A4



Bomba de óleo de caudal variável

Escala
1:1
Tolerâncias gerais
ISO 2768 -mK
ISO 8015

Peça:
Anilha 2

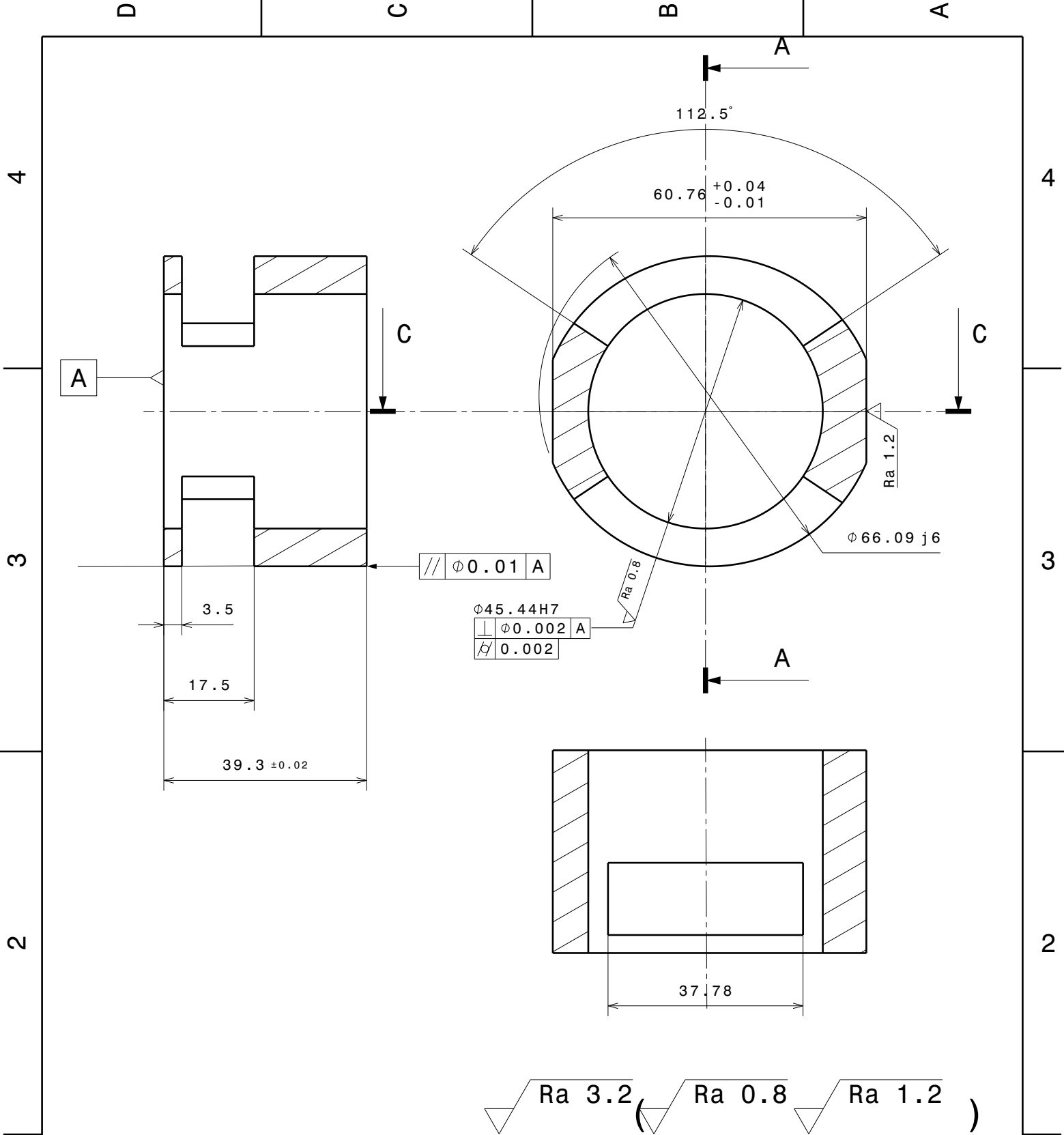
Folha:
1/1

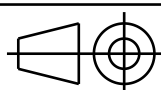
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

D

A

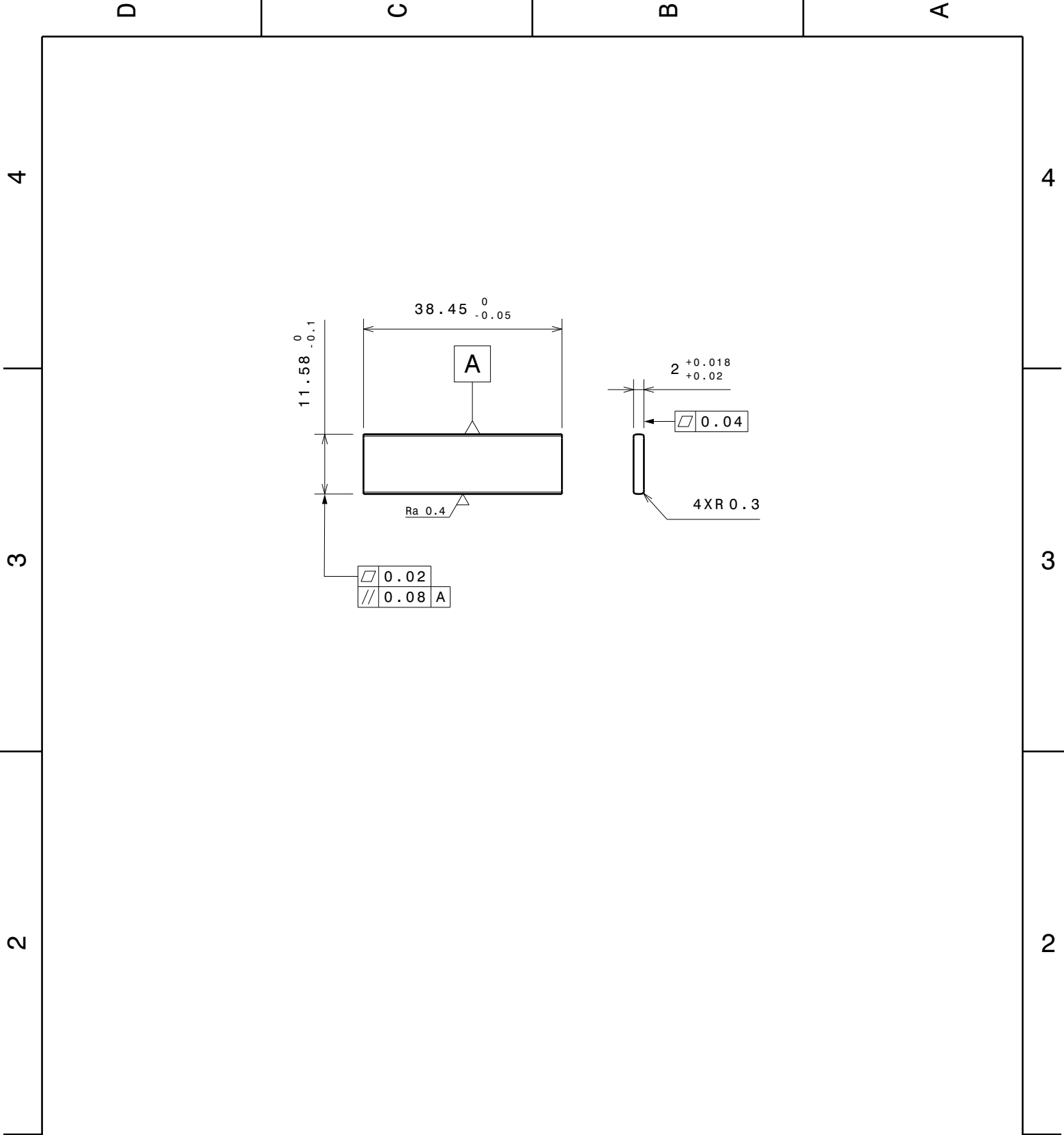


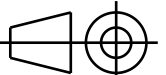
Desenhado por: José Rodrigues		Departamento de Engenharia Mecânica	Universidade de Aveiro	Dissertação	I	—
Data: 2015					H	—
Material: Cr-Mo Steel 42CrMo4					G	—
Tamanho: A4			Bomba de óleo de caudal variável	F	—	
Escala 1:1				E	—	
Tolerâncias gerais ISO 2768-mK ISO 8015				D	—	
Peça:		Estator	1 / 1	C	—	
Folha:				B	—	
				A	—	
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.						

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

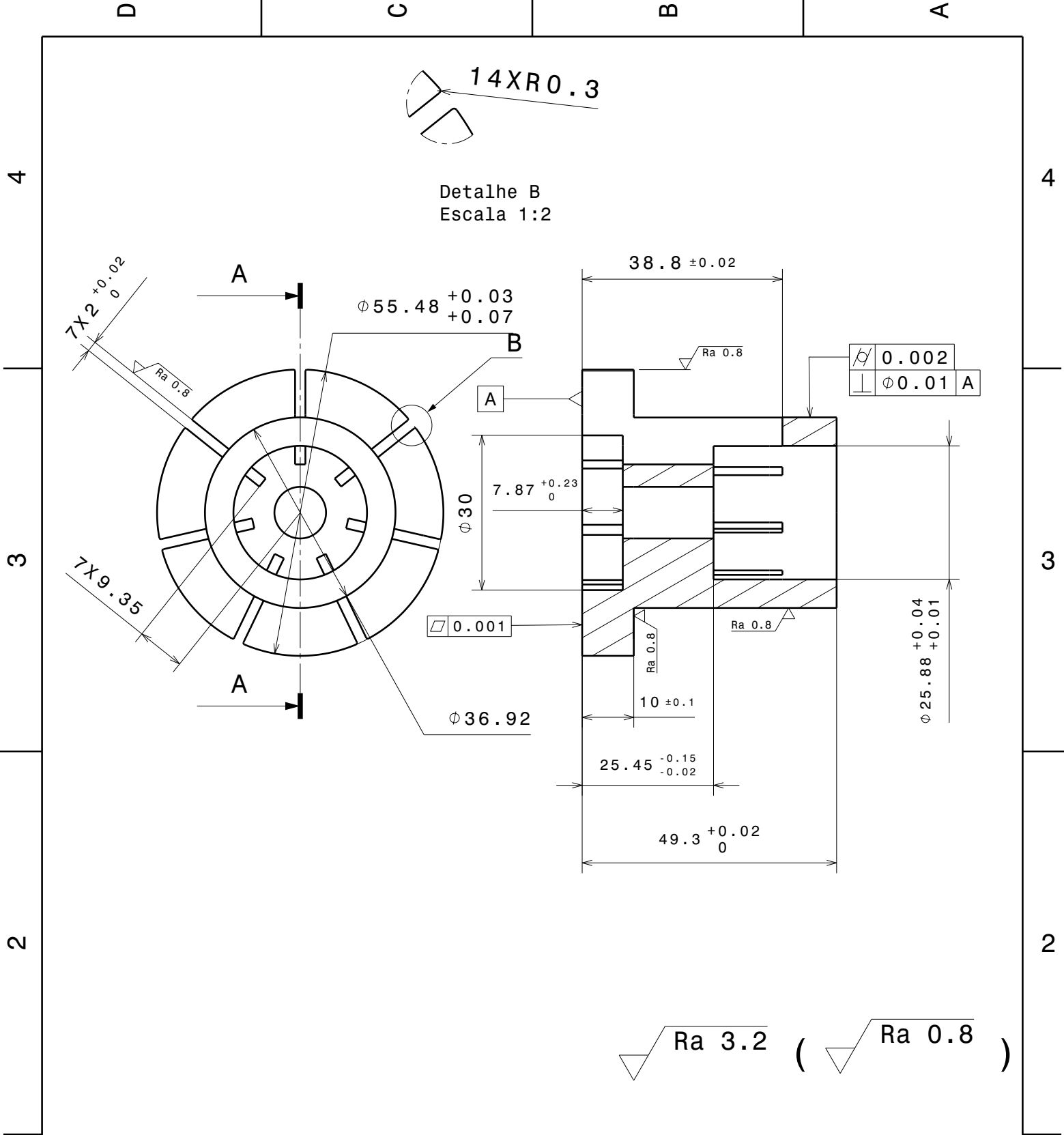
A



Desenhado por: José Rodrigues		Departamento de Engenharia Mecânica Universidade de Aveiro Dissertação			I	—
Data: 2015					H	—
Material: Cr-Mo Steel 42CrMo4					G	—
Tamanho: A4		Bomba de óleo de caudal variável			F	—
					E	—
					D	—
					C	—
					B	—
Escala 1:1	Tolerâncias gerais ISO 8015 ISO 2768-mK	Peça: Palheta	Nº de peças: 7	Folha: 1 / 1	A	—
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.						

D

A

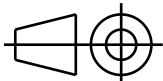


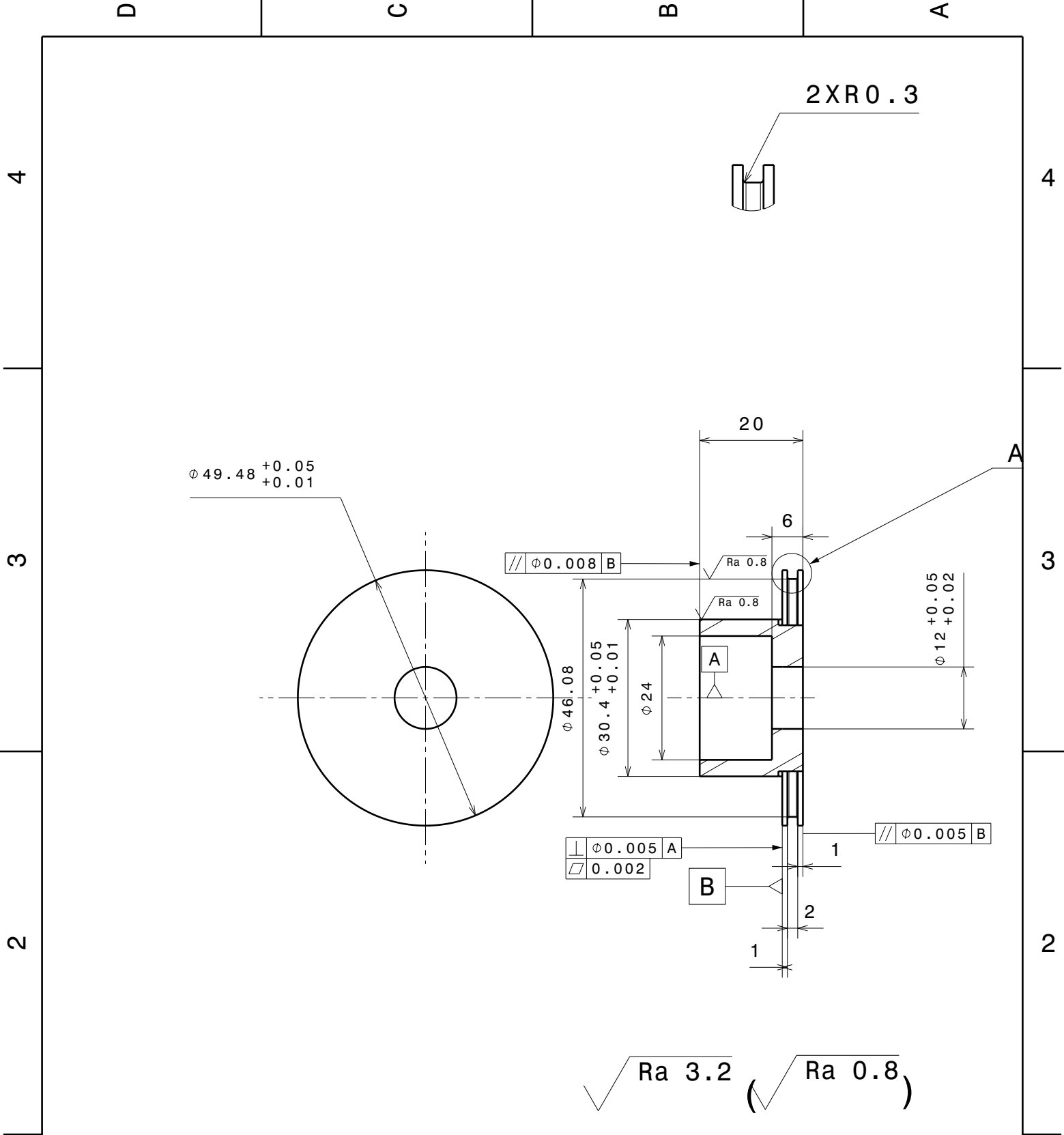
Detalhe B
Escala 1:2

\sqrt{Rz}	0.002
\perp	$\phi 0.01$ A

\square	0.001
-----------	-------

\sqrt{Ra} 3.2 (\sqrt{Ra} 0.8)

Desenhado por: José Rodrigues		Departamento de Engenharia Mecânica	Universidade de Aveiro	Dissertação	I	—
Data: 2015					H	—
Material: Cr-Mo Steel 42CrMo4					G	—
Tamanho: A4		Bomba de óleo de caudal variável			F	—
					E	—
					D	—
					C	—
					B	—
Escala 1 : 1	Tolerâncias gerais ISO 8015 ISO 2768 -mK	Peça: Rotor	Folha: 1 / 1	A	—	
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.						



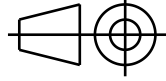
Desenhado por:
José Rodrigues

Data:
2015

Material:
**Cr-Mo
Steel 42CrMo4**

Tamanho:
A4

Escala
1:1



Tolerâncias gerais
ISO 8015
ISO 2768-mK

Departamento de Engenharia Mecânica

Universidade de Aveiro

Dissertação

Bomba de óleo de caudal variável

Peça:
Vedante Posterior

Folha:
1/1

I	—
H	—
G	—
F	—
E	—
D	—
C	—
B	—
A	—

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

4

4

3

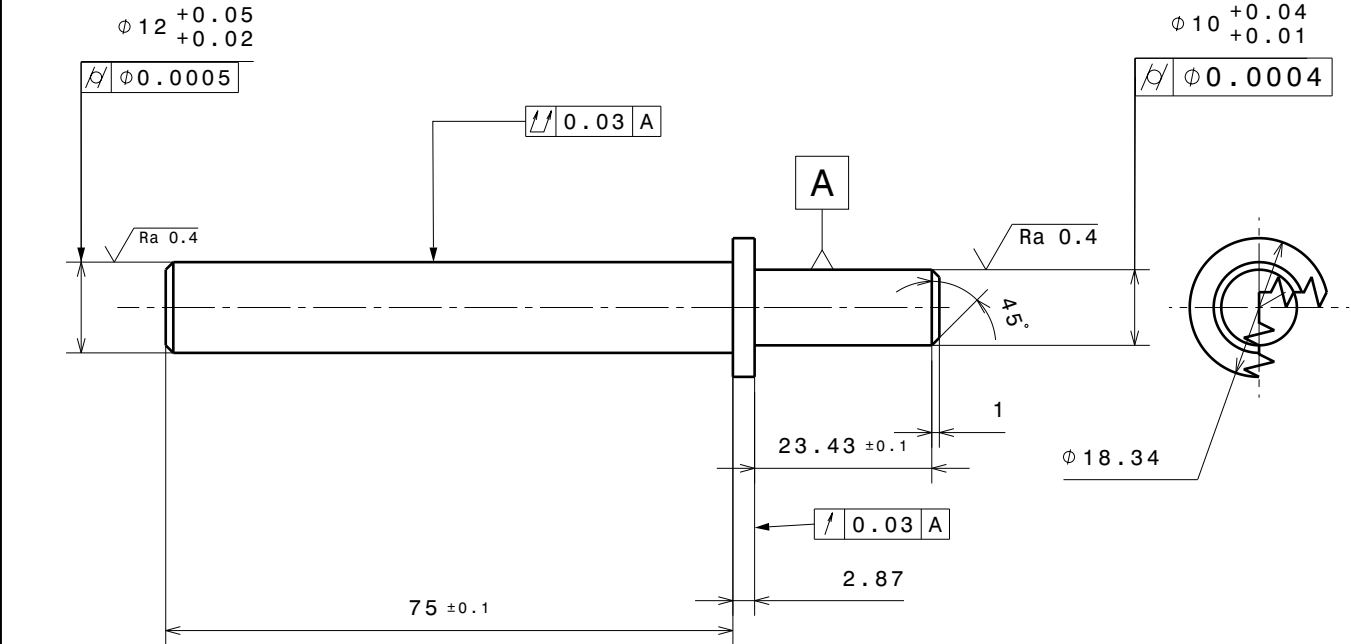
3

2

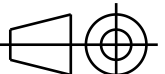
2

1

1



$\sqrt{Ra 3.2}$ ($\sqrt{Ra 0.8}$)

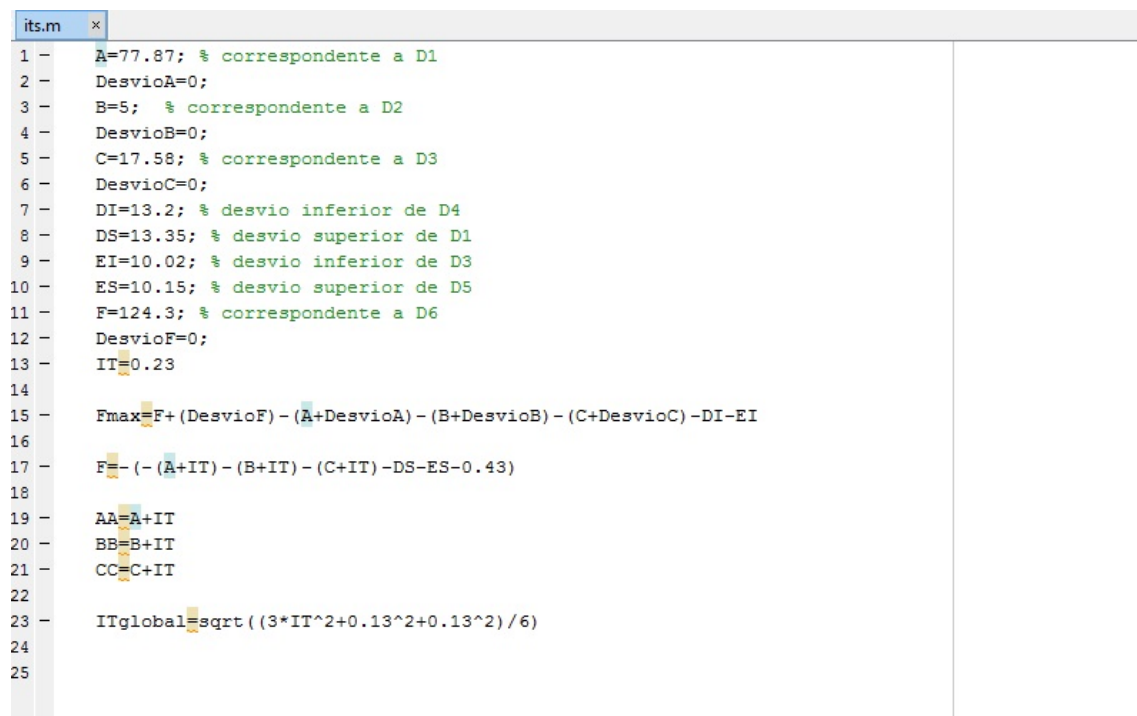
Desenhado por: José Rodrigues		Departamento de Engenharia Mecânica		I	—
Data: 2015				H	—
Material: Cr-Mo Steel 42CrMo4		Universidade de Aveiro		G	—
				F	—
Tamanho: A4		Dissertação		E	—
				D	—
		Bomba de óleo de caudal variável		C	—
Escala 1:1				B	—
Tolerâncias gerais ISO 8015 ISO 2768-mK		Veio		A	—
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.					

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

Anexo E - MatLab



```
1 - A=77.87; % correspondente a D1
2 - DesvioA=0;
3 - B=5; % correspondente a D2
4 - DesvioB=0;
5 - C=17.58; % correspondente a D3
6 - DesvioC=0;
7 - DI=13.2; % desvio inferior de D4
8 - DS=13.35; % desvio superior de D1
9 - EI=10.02; % desvio inferior de D3
10 - ES=10.15; % desvio superior de D5
11 - F=124.3; % correspondente a D6
12 - DesvioF=0;
13 - IT=0.23
14
15 - Fmax=F+(DesvioF)-(A+DesvioA)-(B+DesvioB)-(C+DesvioC)-DI-EI
16
17 - F=-((A+IT)-(B+IT)-(C+IT)-DS-ES-0.43)
18
19 - AA=A+IT
20 - BB=B+IT
21 - CC=C+IT
22
23 - ITglobal=sqrt((3*IT^2+0.13^2+0.13^2)/6)
24
25
```

Figura 6.2: Pequena rotina elaborada no Matlab para cálculo das tolerâncias